



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH VENTILOVÉHO BLOKU REKUPERAČNÍHO HYDROSTATICKÉHO MODULU VOZIDLA

DESIGN OF VALVE BLOCK FOR HYDROSTATIC RECUPERATIVE MODULE OF VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MATÚŠ RANUŠA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Matúš Ranuša

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh ventilového bloku rekuperačního hydrostatického modulu vozidla

v anglickém jazyce:

Design of valve block for hydrostatic recuperative module of vehicle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je analýza funkce a návrh ventilového bloku pro rekuperační hydrostatický modul k pneumatikovému silničnímu válci Ammann 240 H, jakož i návrh nosiče a krytu tohoto modulu pro dané vozidlo.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Návrh konstrukčních řešení
5. Výsledné konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení, fotografická dokumentace, 3D digitální data (model), funkční výrobek

Typ práce: experimentální; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: funkční vzorek; Projekt: MŠMT - EUREKA

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků)

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2014.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

- Nevrlý J.: Rekuperace kinetické energie těžkých užitkových vozidel s cyklickým provozem. Výzk. zpráva, FSI VUT, 2011
- Pivoňka J. a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL, Praha
- Paciga A., Ivantyšin J.: Tekutinové mechanismy. Alfa, SNTL

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 21.10.2013

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá konštrukčným návrhom ventilového bloku rekuperačného modulu vozidla. Jedná sa o priamu aplikáciu na pneumatikový cestný valec AP 240H od firmy AMMANN. Výsledkom je analýza rekuperačnej funkcie bloku, v rôznych pracovných režimoch valca a následná voľba vhodných hydraulických komponentov z hľadiska definovaných parametrov a tlakových strát. Podklady k návrhu vychádzajú z experimentálneho stendu, na základe meraní a matematických simulácií. Stend bol vyvinutý pre túto aplikáciu v štvrtinovej mierke k reálnemu vozidlu. Súčasťou návrhu je uloženie celého experimentálneho systému na konštrukciu vozidla. Diplomová práca spadá pod projekt EUREKA, v spolupráci s firmou Bosch Rexroth v Brne.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

ventilový blok, rekuperačný modul, experimentálny stend, rekuperácia, AMMANN, Bosch Rexroth, vakový akumulátor, axiálny piestový hydrogenerátor, axiálny piestový hydromotor

ABSTRACT

The Master`s Thesis deals with design and construction of a valve block for a hydrostatic recuperative module of a vehicle with a direct application on pneu tyred roller AP 240H produced by the AMMANN company. The thesis aims to analyze recovery functions of the valve block in several operating modes of the roller, followed by a selection of the right hydraulic components from the perspective of predefined parameters and pressure differences. Design specifications are based on measurements and mathematical simulations on the experimental stand. The experimental stand for this application has been developed at 1:4 scale as compared to a real vehicle. The thesis includes also design of the supporting console for the module on the frame of the vehicle. The Master`s Thesis is a part of project EUREKA with cooperation Bosch Rexroth.

KEY WORDS

valve block, recovery module, experimental stand, recovery, AMMANN, Bosch Rexroth, bladder accumulator, axial piston motor, axial piston pump

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

RANUŠA, M. Návrh ventilového bloku rekuperačného hydrostatického modulu vozidla . Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 115 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu *Návrh ventilového bloku rekuperačného hydrostatického modulu vozidla* vypracoval a napísal samostatne pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a Ing. Miroslava Juríka (Bosch Rexroth). V zozname zdrojov som uviedol všetky použité literárne a iné zdroje.

V Brne dňa 23.mája 2014

Matúš Ranuša

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som sa rád poďakoval všetkým, ktorí mi boli ochotní pomôcť pri tvorbe diplomovej práce, ale predovšetkým vedúcemu mojej práce prof. RNDr. Ing. Josefovi Nevrlému, CSc. a Ing. Miroslavovi Juríkovi z firmy Bosch Rexroth, za ich cenné rady, ochotu a odborné vedenie.

This diploma thesis was elaborated with support and by using research equipment of NETME Centre, regional research and development centre built with the financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 and, in the follow-up sustainability stage, supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by financial means from the Ministry of Education, Youth and Sports under the „National Sustainability Programme I.

OBSAH

1	Úvod	13
2	Prehľad súčasného stavu poznania.....	14
2.1	Paralelný systém zapojenia HRB.....	14
2.2	Sériový systém zapojenia HRB	15
2.3	Hydraulický hybrid – BUCHWALD P. a kol. 1979.....	15
2.4	Modelovanie rekuperačného systému prof. Pourmovahed 1992.....	17
2.5	Popis a porovnanie doterajších návrhov	18
2.5.1	Návrh rekuprečného stendu – Ing. Indruch [3].....	19
3	Analýza problému a cieľ práce	23
3.1	Konštrukčné požiadavky.....	23
3.2	Výsledné závery.....	24
3.3	Vymedzenie cieľov práce	25
4	Rekupačný stend	26
4.1	Popis metodiky rekuperácie energie	26
4.2	Základná schéma princípu zapojenia	27
4.2.1	Blok hydrogenerátora	28
4.2.2	Blok olejovej nádrže.....	29
4.2.3	Blok hydromotoru	30
4.2.4	Akumulátorové bloky	31
4.3	Zhrnutie parametrov jednotlivých prvkov skúšobného HRB systému	32
4.4	Analýza a charakteristika zapojenia rozvážacej kocky.....	34
4.4.1	Charakteristika ventilu typu VEI.....	35
4.4.2	Charakteristika tlakového poistného ventilu DBD	36
4.4.3	Charakteristika snímača tlaku typu HM 17-10/315-C.....	37
4.5	Popis režimov rekuperácie a priebeh toku kvapaliny	38
4.5.1	Režim STOP	38
4.5.2	Režim SET RPM	38
4.5.3	Režim DECEL.....	39
4.5.4	Režim ACCEL.....	39
4.5.5	Režim FILL AKU ND	40
4.5.6	Režim AUTOMAT.....	41
4.6	Vyhodnotenie tlakových strát na jednotlivých ventiloch	41
4.6.1	Výpočet katalógových hodnôt pre straty ventilu typu VEI	42
4.7	Výsledky získané pri experimentoch	46
5	Pneumatikový valec AP 240 H	49
5.1	Špecifikácia cieľového stroja – AP 240 H.....	49
6	Návrhu konštrukčného riešenia ventilového bloku.....	51
6.1	Režim rozbehu ACCEL 1 v normálnom chode (chod dopredu)	51
6.2	Režim ACCEL 2 v reverznom chode (chod dozadu)	52
6.3	Režim DECEL 1 v normálnom chode (chod dopredu).....	53
6.4	Režim DECEL 2 v reverznom chode (chod dozadu).....	54
6.5	Režim FREE RUN.....	54
6.6	Výber jednotlivých hydraulických prvkov pre ventilový blok	56
6.6.1	Vstavaný logický ventil typu LFA 25 GWA -7X.....	56

6.6.2	Pripojovacie príruby	67
6.6.3	Poistné tlakové ventily	68
6.6.4	Meracie príruby	69
6.7	Konštrukčný návrh telesa rozvážacej kocky	70
6.7.1	Variant A	70
6.7.2	Variant B	72
6.7.3	Variant C – finálny návrh	73
7	Výsledné konštrukčné riešenie - variant C	76
7.1	Popis režimov pre definovanie tlakovej analýzy	76
7.2	Definícia okrajových podmienok z hľadiska materiálov	77
7.2.1	Hydraulický olej VG46	77
7.2.2	Konštrukčná oceľ ČSN 11 523	77
7.3	Pevnostné analýzy ventilového bloku v jednotlivých režimoch	78
7.3.1	Analýza režimu ACCEL 1	79
7.3.2	Analýza režimu ACCEL 2	80
7.3.3	Analýza režimu DECEL 1	81
7.3.4	Analýza režimu DECEL 2	83
7.3.5	Analýza režimu FREE RUN CLOKWISE	84
7.3.6	Analýza režimu FREE RUN ANTICLOKWISE	85
7.4	Hodnotenie výsledkov analýzy	87
8	Návrh umiestnenia rekuperačného modulu na AMMANN AP 240H	89
8.1	Umiestnenie rekuperačného modulu	89
8.2	Návrh nosiča pre komponenty rekuperačného modulu	90
8.3	Inštalácia rekuperačného modulu na experimentálny valec AP 240H	92
9	Výsledky	94
9.1	Funkčná vzorka návrhu ventilového bloku	94
9.2	Výsledky merania skúšobnej jazdy s použitým rekuperačným modulom ..	95
10	Diskusia	100
11	Záver	102
12	Bibliografia	103
13	Zoznam použitých skratiek, symbolov a veličín	105
14	Zoznam obrázkov a tabuliek	106
15	Zoznam príloh	109

1 ÚVOD

1

Rekuperácia (spätné získavanie, obnova) energie je v súčasnej dobe aktuálnym predmetom výskumu a vývoja, vzhľadom k šetreniu a efektívnemu využívaniu pohonných hmôt. Jedná sa o premenu časti kinetickej energie mechanizmu prevažne pri brzdení, späť na využiteľnú energiu, ktorá by ináč bola stratená vo forme tepla. Svoje uplatnenie vo veľkej miere nachádza v transportnej a ťažkej manipulačnej technike s častým rozjazdom (akcelerácia) a brzdením (decelerácia). Pri rekuperácii je možné túto energiu, na určitý čas ukladať vo forme tlakovej energie do zásobníkov – akumulátorov, kde je pripravená pre ďalšie použitie. Predchádzajúce štúdie poukazujú na efektívnosť systému a ekonomickú bilanciu dosiahnutých výsledkov, týmto systémom rekuperácie.

Hydraulické systémy v našej aplikácii, sa zaoberajú prenosom silových účinkov a výkonov pomocou tlaku kvapaliny. Realizácia sa prevádza pomocou hydraulických systémov - hydrosystémov, ktoré môžu mať náväznosť na mechanické, elektrické a pneumatické pohony. V zrovnaní s týmito pohonmi, majú hydraulické mechanizmy mnoho výhod, avšak i niektoré nedostatky, ktoré sa snažíme eliminovať a sú predmetom výskumu [3]. Najväčším problémom sú tlakové straty v systéme, ktoré do veľkej miery ovplyvňujú účinnosť rekuperačného systému a použiteľnosť na konkrétnu aplikáciu.

Zadávatel'om práce je Ústav konstruování (Fakulta Strojního inženýrství v Brně) v rámci projektu EUREKA v spolupráci s brnenskou firmou Bosch Rexroth. Výstupom tejto práce bude analýza a podrobný popis stávajúcej rozvážacej kocky na experimentálnom rekuperačnom stende vytvorenom v rámci projektu a následný návrh optimalizovaného ventilového bloku pre experimentálny valec od firmy AMMANN typ AP 240 H (Obr. 1-1), vrátane výkresovej dokumentácie a technického popisu. Na základe dokumentov sa zaháji výroba, ktorá bude v kompetencii firmy Bosch Rexroth a OCHI Inženýring. Návrh musí zohľadňovať výber príslušných prvkov a akceptovať pracovné režimy stroja, pri ktorých bude dochádzať k rekuperácii. Rozvážacia kocka je citlivým miestom z hľadiska strát vzhľadom k tlakom a prietokom, ktorým je vystavovaná. Celková úspora paliva je do veľkej miery závislá na jej správnej koncepcii.



Obr. 1-1 Pneumatikový valec AMMANN AP 240 H

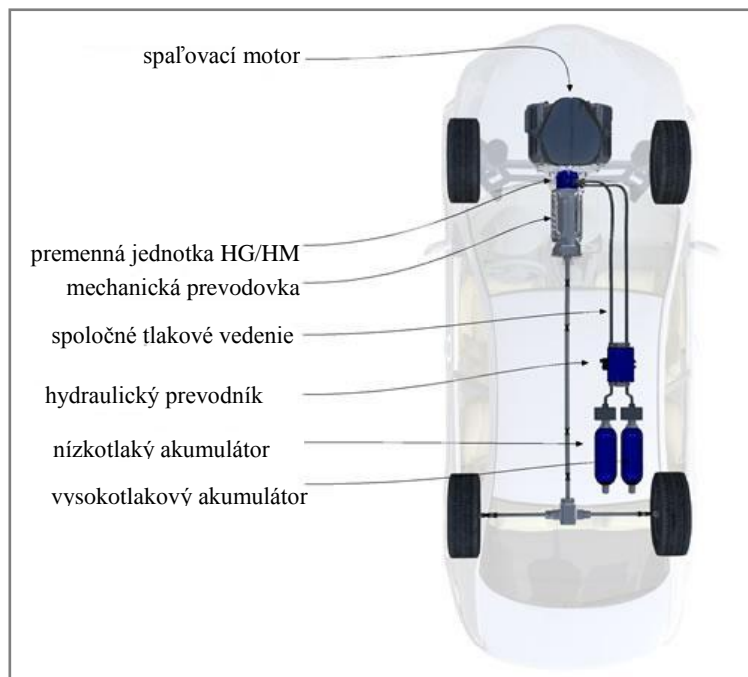
2 PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

Analýza doterajších dosiahnutých výsledkov v oblasti rekuperácie, nám poukazuje na dva základné modely zapojenia systému a aplikácie do pohonnej sústavy stroja. Správnou voľbou výrazne ovplyvníme množstvo ušetrenej energie a efektívnosť systému z ekonomického hľadiska.

Základné štúdie z tejto oblasti, poukazujú na výhody a nedostatky v rôznych kombináciách - systém a parametre stroja, hodnotia náklady a množstvo ušetrenej energie na základe čoho je možné stávajúci model vybrať a tak dosiahnuť potrebného cieľa úspory. Pre ďalšiu voľbu prvkov, analýzu a optimalizáciu ventilového bloku je nevyhnutné vybrať štruktúru zapojenia v náväznosti s dimenzovaním na valec AMMANN AP 240. Taktiež je nutné zohľadniť pracovné cykly stroja v bežnom režime.

2.1 Paralelný systém zapojenia HRB

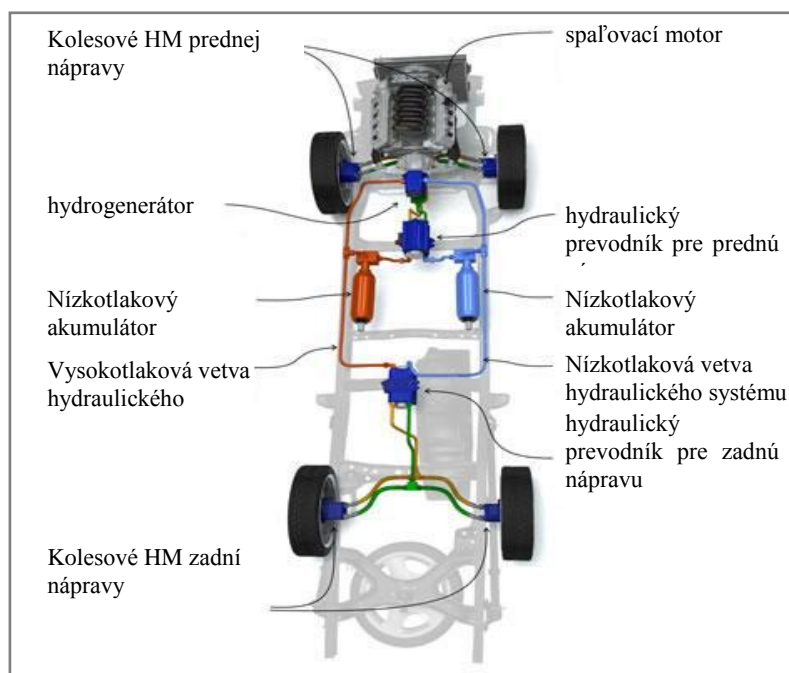
Transformácia kinetickej energie sa uskutočňuje pomocou axiálnej piestovej jednotky, ktorá spĺňa funkciu HM/HG (hydromotoru a hydrogenerátoru). Je pripojená pomocou prevodovky k mechanicky hnacej časti vozidla. Táto jednotka umožňuje premeniť energiu získanú z brzdenia vozidla na tlakovú energiu. Za pomoci HM/HG je hydraulický olej privádzaný do vysokotlakových vakových akumulátorov. Celý proces je riadený elektronickou jednotkou a blokom hydraulických tlakových ventilov s prepúšťacím ventilom pre bezpečnosť systému umiestnených na rozvážacej kočke. Princíp systému pri akcelerácii sa obráti. Hydraulický olej z natlačovaného zásobníku je vytlačovaný cez poistný ventil späť do axiálnej piestovej jednotky, ktorá prevádza tlakovú energiu a energiu potrebnú pre rozbeh vozidla. [3]



Obr. 2-1 Paralelný systém zapojenia HRB [1]

2.2 Sériový systém zapojenia HRB

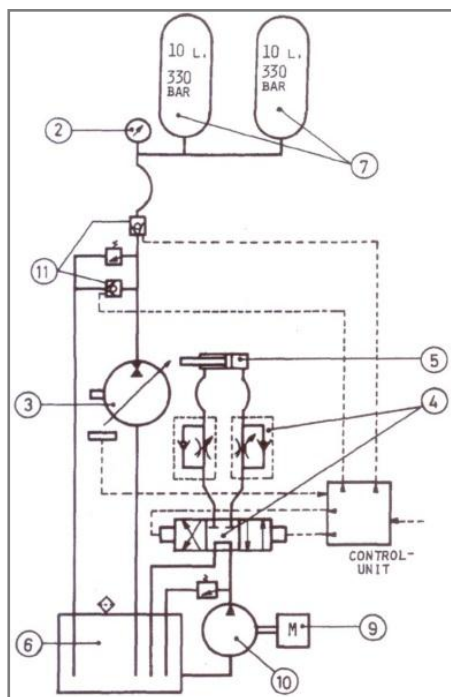
Podstatou sériového zapojenia je vedenie hydraulického energie na kolesá, pri brzdení a rozjazde. Takže systém pripojený priamo na hnaciu jednotku, prípadne na prevodovku, pracuje ako hydrogenerátor (HG) a prevádza krútiaci moment hnacej jednotky na energiu kvapaliny vysokotlakovej vetvy systému. Táto energia je opäť prevedená hydromotorom (HM) na hnací moment a odtiaľ na jednotlivé nápravy. Pri brzdení dochádza k tomu, že jednotka HM pracuje ako HG a prevádza kinetickú energiu vozidla na energiu kvapaliny uloženú vo vysokotlakovom akumulátore (až 40 MPa), ktorú je neskôr možné využiť k akcelerácii. Nízkotlaková vetva systému udržiava pod tlakom prívod kvapaliny do HM/HG, čím sa zabraňuje kavitácii. V systéme je zaradený nízkotlakový akumulátor (0,2 MPa). Hydraulická kvapalina sa premiestňuje medzi vysoko a nízko tlakovou vetvou, čo je jedným z hlavných rozdielov medzi sériovým a paralelným zapojením. Celý systém zapojenia je rozvádzaný ventilovým blokom so 6 riadiacimi ventilmi ktoré sú spínané v závislosti od režimu chodu. [3]



Obr. 2-2 Sériový systém zapojenia HRB [1]

2.3 Hydraulický hybrid – BUCHWALD P. a kol. 1979

Táto štúdia je venovaná zníženiu spotreby paliva mestského autobusu s využitím hybridného hydraulického systému. Zaoberá sa vo veľkej miere vplyvom vhodnosti druhu riadenia jednotlivých režimov. Pre štúdium bol vybraný paralelný hybridný systém zapojenia, ktorý viedol k menším energetickým konverziám ako sériový. Popis zapojenia je na nasledujúcej schéme (Obr. 2-5). Zároveň bolo toto riešenie menej komplikované ako kombinovaný model. Pri výbere jednotlivých režimov je možné sledovať prietoky a smery v rozvádzacom bloku. [5]



- 2 – tlakový snímač
- 3 – axiálny piestový HG/HM s premenlivým objemom
- 4 – ventily pre riadenie tlaku
- 5 – kontrolní valec
- 6 – zásobník kvapaliny
- 7 – hydraulické akumulátory
- 9 – benzínový motor
- 10 – pomocné čerpadlo
- 11 – šoférom ovládané kontrolné ventily

Obr. 2-3 Schéma zapojenia rekuperačného systému [5]

Experiment bol prevedený vo viacerých etapách jednou časťou bola testovacia jazda experimentálnym autobusom v riedkej premávke, druhou bola jazda normálnym autobusom za rovnakých podmienok. Na záver boli testy prevedené za bežných podmienok pri rôznych podmienkach s predpokladom rovnakého výsledku.

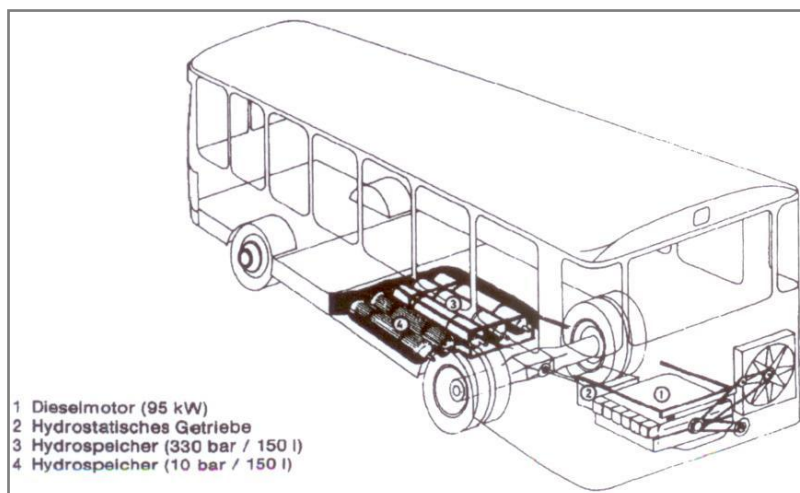
V prvej časti pokusu na okruhu s priemernou vzdialenosťou medzi zastávkami 500 m dosiahol experimentálny autobus 15 – 20 % zníženia spotreby pri zvýšení priemernej rýchlosti na 27,2 km/h v porovnaní s bežným autobusom, ktorý mal priemernú rýchlosť 25 km/h. [1]

Závery zo skúšobnej jazdy

Na základe výsledkov boli prevedené a optimalizované niektoré prvky rekuperačného systému.

Kapacita akumulátoru bola znížená zo 420 Wh na 320 Wh, čo predstavuje 3 vysokotlakové akumulátory o obsahu 50l, s maximálnym tlakom 33 MPa a pracovnom pomere tlakov $p_{\min}/p_{\max} = 0,4$. Jednotnou HG/HM bol zvolený dvojpiestový prevodník s naklápaciou doskou od firmy Hydromatik o výtoku 250 cm³/ot a pracovného tlaku do 40 MPa. Ako dostačujúca pohonná jednotka bol označený motor o výkone min 65 kW. Decelerácia aktívneho rekuperačného systému bola -1,3 m/s².

Aj keď systém vykazoval úspešný podiel rekuperácie, bol v rámci experimentu problém so spoľahlivosťou a do prevádzky zavedený nebol. [5]

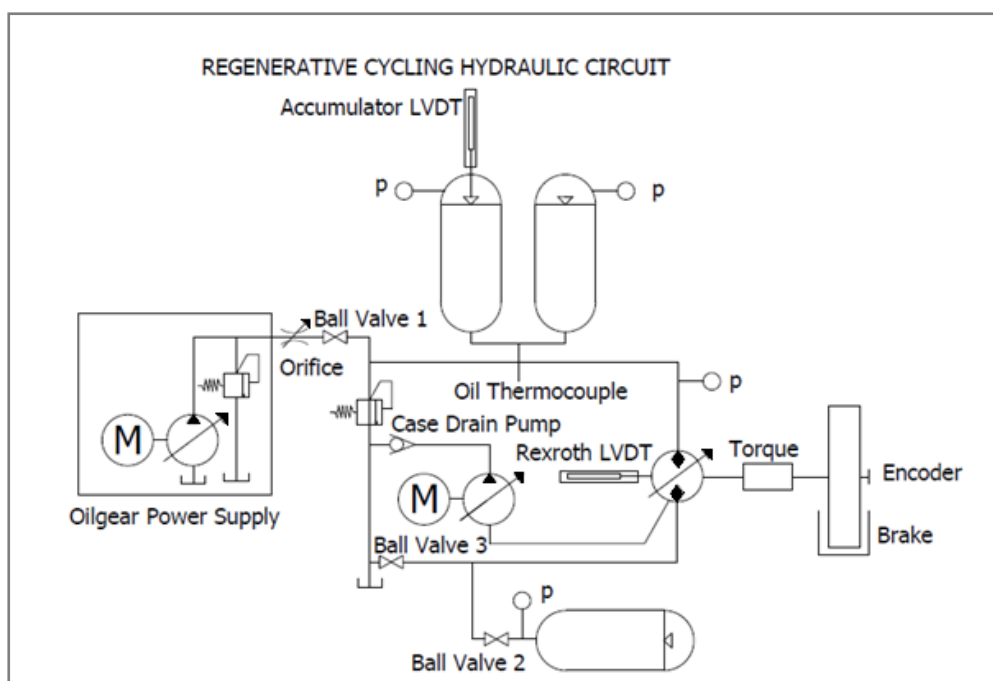


Obr. 2-4 Rozloženie komponentov vo vozidle [5]

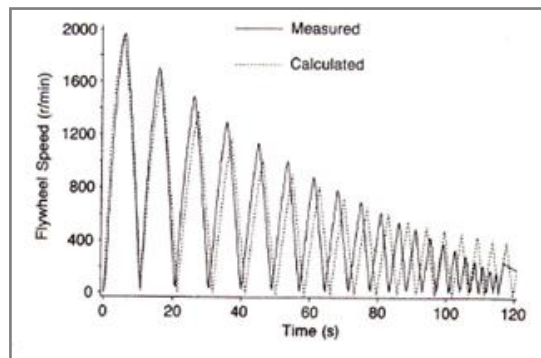
2.4 Modelovanie rekuperačného systému prof. Pourmovahed 1992

2.4

Táto štúdia pojednáva o teoretických dátach zrovnávaných s reálnym experimentom. Jedná sa o sériové zapojenia, ktorý sa skladá z dvoch hydraulických akumulátorov, piestového regulačného hydrogenerátoru, nádrže a zotrvačníku. Systém bol zostavený podľa schémy (Obr. 2-5), boli namerané experimentálne hodnoty, následne boli porovnávané s výsledkami matematickej simulácie. Vypočítané hodnoty sa začali po niekoľkých cykloch líšiť, čo autor považuje za chybu merania a slabú účinnosť HG/HM [2].



Obr. 2-5 Hydraulický obvod pre cyklickú rekuperáciu [2]



Obr. 2-6 Pribeh otáčok pri prvom teste [2]

Na záver štúdie uvádzajú platnosť analytických modelov, pre vybrané komponenty a keďže sú straty na prvkoch minimálne, je ich možné použiť na hybridnom vozidle. Z pohľadu našej aplikácie je model navrhnutý prof. Pourmovahedom, braný za počiatočný a ďalšie návrhy sa odvíjajú z jeho konceptu. Analýzu ventilového bloku je možné simulovať jak z hľadiska matematických modelov, tak na základe navrhnutého stendu, ktorý je k tejto koncepcii blízky [1].

2.5 Popis a porovnanie doterajších návrhov

Návrhom rekuperačného stendu na konkrétnu aplikáciu pre pneumatikový valec AMMANN AP 240H sa v posledných rokoch zaoberalo viacero odborných prác z radov študentov Vysokého učení technického. Vychádzajú zo skúseností a výskumov predchádzajúcich experimentálnych zariadení. Najznámejšími a na našu aplikáciu najviac využiteľnými sú štúdie v nasledujúcich oblastiach spracované vo výskumnej práci prof. Nevrlým [1]:

Štúdia (BASELEY, 2007 [11]) ktorá uvádza dva druhy zapojenia HRB systému. Každý z týchto systémov sa líši predovšetkým svojou cieľovou aplikáciou a účinnosťou systému.

Systémy PLA, ktorý je popísaný v (TIKKANEN, 2008 [12]), má mnohé aplikácie, avšak nevykazuje prevratné úspory paliva, či energie. Záverom autor uvádza prednosti takého systému, ako sú robustnosť, rýchlosť odozvy a predovšetkým uvoľnenie motoru z rozsahu otáčok s nízkou účinnosťou.

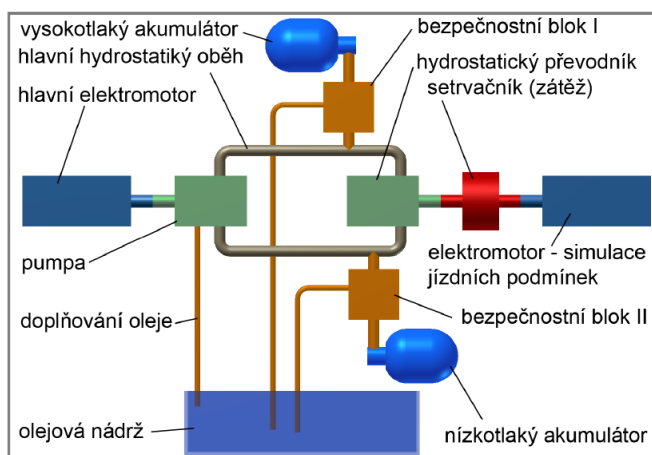
Práca pochádzajúca z Číny (WANG, 2009 [13]). Zaoberá sa optimalizáciou systému a správnu voľbou parametrov jednotlivých komponentov. K správnej voľbe by mal pomôcť simulovaný geneticky temperovaný algoritmus.

Ďalšou prácou je práca okolo J. Steckého ktorá stavia na modeli ktorý bol vyvinutý A. Pourmovahedom. Pracuje s aplikáciou ADVISOR (software pre simuláciu rekuperácie), a posledný výskum bol zameraný na modelovanie hydraulického hybridu FMTV (armádne taktické vozidlo), vývoj RDS (rekuperačný pohonný hriadeľ, jedná sa o axiálnu piestovú jednotku ktorá je uložená koaxiálne s pohonom vozidla) jednotky a vývoj regulátoru pracujúceho na fuzzy logike. Stecki vo svojej práci hovorí o nutnosti nájdania ideálneho rozdelenia výkonu ICE a PDREMS (Permo-Drive Regenerative Energy Management System-hybridný hydraulický systém). Čo je pri dnešnej úrovni technológie možné pri aplikácii do vozidla len za pomoci prehľadovej tabuľky výkonu, spätnej väzby pohonu

a presného merania príkazov vodiča. Jedine tak je možné dosiahnuť dostatočne rýchlej odozvy na reakcie vozidla. [14]

2.5.1 Návrh rekuprečného stendu pre aplikáciu AMMANN – Ing. Indruch [3]

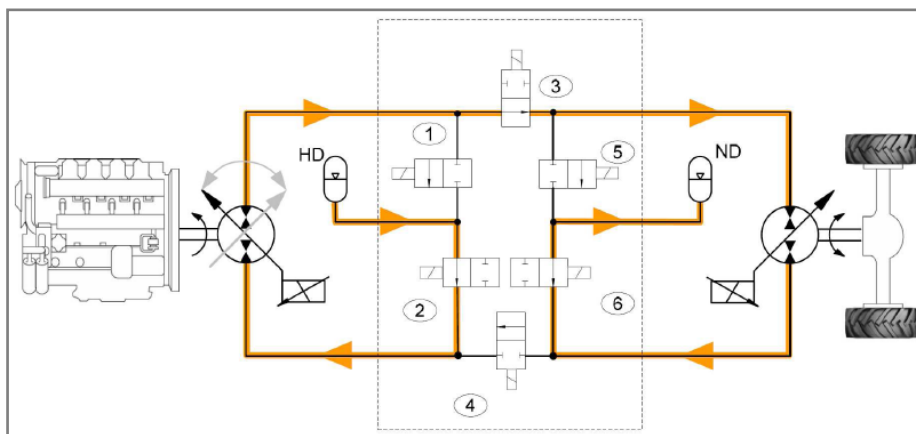
Diplomová práca Ing. Indrucha sa zaoberá rozpracovaním varianty sériového zapojenia hydrostatickej rekuperácie s dvoma hydropneumatickými vakovými akumulátormi. Schematické zobrazenie radenia jednotlivých komponentov je uvedené na obrázku (Obr. 2-7). V práci sa zameriava na konkrétne parametre pneumatikového valca AMMANN AP 240H, pre ktoré je rekuperačný stend navrhovaný.



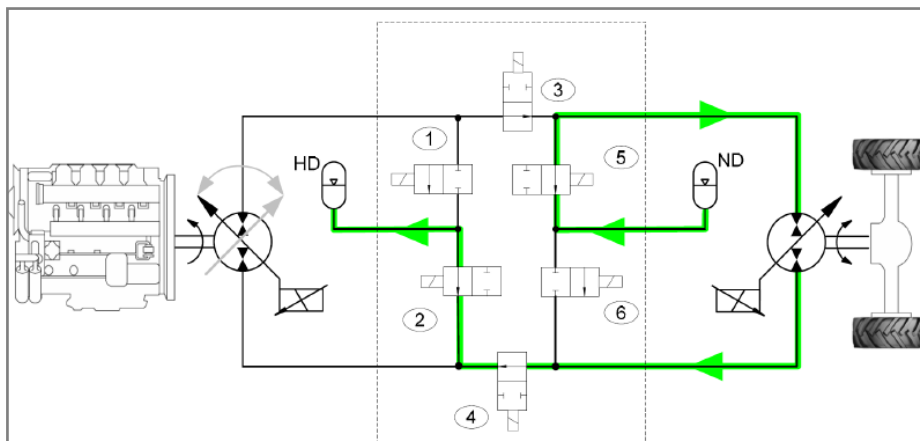
Obr. 2-7 Sériové zapojenie rekuperačného systému [3]

2.5.1.1 Popis funkcie stendu

Schéma vychádza zo základného hydrostatického zapojenia, ktoré sa používa na vozidlách a obsahuje navyše komponenty pre realizáciu rekuperácie. Základná schéma je zvolené zámerne firmou Bosch Rexroth z dôvodu zaistenia pracovných parametrov akumulátora – hydrostatický prevodník. Výhodou je, že výmenou ventilového bloku je možné stend zapojiť v pracovných podmienkach ako je znázornené na schéme, pre brzdenie a rozbeh vozidla (Obr. 2-8 a Obr. 2-9).

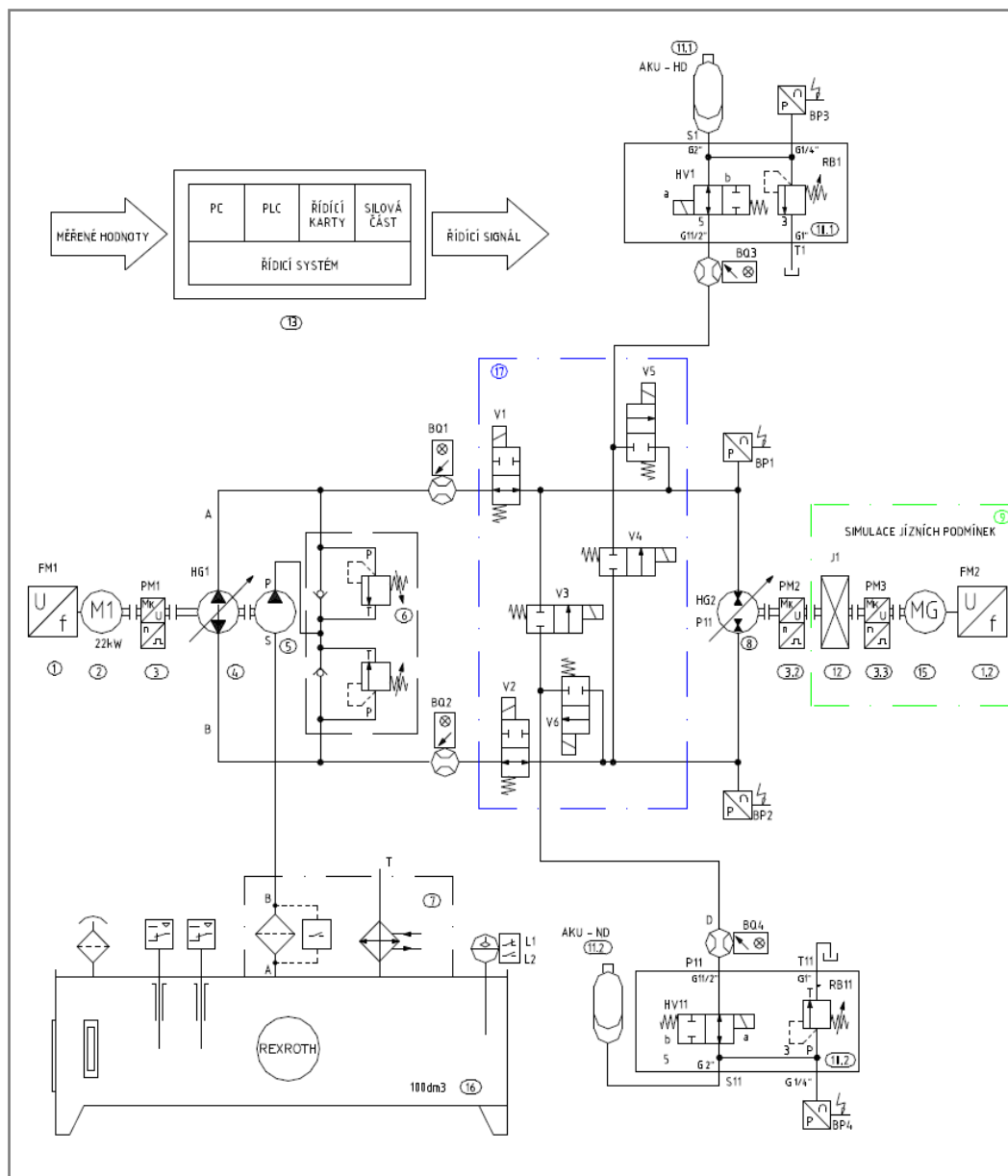


Obr. 2-8 Priebek prúdenia oleja pri rozbehu vozidla



Obr. 2-9 Priebek prúdenia oleja pri brzdení vozidla

Zapojenie celého návrhu stendu vychádza z uvedenej schémy (Obr. 2-10). Princíp funkcie je pre názornosť popísaný na jednom z režimov (rozjazd vozidla) stendu. Pomocou frekvenčného meniča (1), motor je možné spustiť aj cez stýkač, sa roztočí elektromotor (2) na požadované otáčky. Elektromotor je napojený na čerpadlo (HG1) cez snímač krútiaceho momentu (3), ktorý má priechodní hriadeľ a umožňuje prenos krútiaceho momentu. Prepojenie komponentov je realizované spojkami, ktoré vyrovnávajú prípadnú nesúosovosť komponentov. Čerpadlo má variabilný geometrický objem, čo mu umožňuje meniť prietok nezávisle na otáčkach (v rozsahu danom otáčkami čerpadla). Na schéme je znázornené plniace čerpadlo (5) a systém doplňovania oleja, ktorý slúži zároveň ako poistný prvok – v prípade zvýšenia tlaku nad kritickú hodnotu dôjde k otvoreniu poistného ventilu a olej je odvedený do nádrže. Poistný a plniaci ventil je súčasťou hlavného čerpadla. Hlavné čerpadlo má pri rozbehu elektromotoru (na jeho menovitých otáčkach) nastavený nulový geometrický objem, po dosiahnutí nominálnych otáčok elektromotoru sa začne geometrický objem čerpadla postupne zväčšovať, až k jeho maximu. V dôsledku toho mierne kmitajú otáčky elektromotoru a čerpadla, ale je možné ich považovať za stabilné. Pri nulovom geometrickom objeme hlavného čerpadla je príkon motoru minimálny, pretože dodáva len minimálny krútiaci moment daný odporom v ložiskách apod. Nárastom geometrického objemu čerpadla sa postupne zvyšuje príkon elektromotoru. Olej o požadovanom tlaku (do 30 MPa) je vedený vysokotlakovou vetvou cez prietokomer (BG1) a ventilový blok (17) do hydrostatického prevodníku (8). Za ventilovým blokom je ešte snímač tlaku (BP1). Hydrostatický prevodník (8) je od počiatku rozbehu zotrvačníku (12) nastavený na svoj maximálny geometrický objem. Pre plynulé dosiahnutie požadovaných otáčok zotrvačníku sa začne postupne zmenšovať geometrický objem prevodníku. Olej sa z prevodníku (8) vracia nízkotlakovou vetvou späť do hlavného čerpadla (4). [3]



Obr. 2-10 Schéma zapojenia - návrh Ing. Indruch

Legenda schémy:

- 1 frekvenčný menič
- 2 elektromotor
- 3 snímače krútiaceho momentu (M_k , N.m)
- 4 hlavné čerpadlo s variabilným geometrickým objemom
- 5 plniace čerpadlo (súčasť hlavného čerpadla)
- 6 blok dopĺňovania oleja (súčasť hlavného čerpadla)
- 7 filtrácia a chladenie
- 8 hydrostatický prevodník s variabilným geometrickým objemom (hydromotor / hydrogenerátor)
- 9 simulácia jazdných podmienok
- 10 bezpečnostné bloky

- 11 hydrostatické vakové akumulátory
- 12 zotrvačník (I_o , $\text{kg.m}^2.\text{s}^{-1}$)
- 13 systém merania vyhodnocovania a riadenia
- 14 senzorika
- 15 elektromotor pre simuláciu jazdných podmienok
- 16 olejová nádrž s príslušenstvom
- 17 ventilový blok

- BPi snímače tlaku (p , bar)
- BQi snímače prietoku (q , l.min^{-1})
- Vi elektromagnetické ventily

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE

3

Vzhľadom k súčasnemu trendu nárastu cien pohonných hmôt, je v záujme šetrenia a minimalizácie prevádzkových nákladov, vyvíjať systémy ktoré napomáhajú k úspore. S týmto cieľom je spojený vývoj a výskum systémov napomáhajúcim efektívnejšiemu využívaniu potencionálnej energie paliva.

Jednou z firiem, ktorá prejavila záujem o tieto možnosti je švajčiarska firma AMMANN, zaoberajúca sa vývojom ťažkej cestnej techniky. Jedným z odvetví jej záujmu je vývoj valcovacích strojov pre podkladové vrstvy vozovky, ale aj pre finálne úpravy už hotového povrchu.

Cieľovým strojom pre experimentálnu aplikáciu systému, je takzvaný „finišer“ slúžiaci práve k finálnemu zrovnávaniu asfaltového povrchu. Pri pracovnom cykle tohto stroja dochádza k veľkému počtu rozjazdov a zastavení, vzhľadom k menším úsekom na ktorých prebiehajú tieto úpravy. Pri takto definovanom cykle dochádza k najväčšej spotrebe paliva práve pri týchto režimoch.

V spolupráci s brnenskou firmou Bosch Rexroth, je vyvíjaný systém ktorý by bol schopný energiu marenú brzdením stroja uchovať a následne ju využiť pri ďalšom rozjazde. Tím by bolo možné znížiť požiadavky kladené na dieselový motor, ktorý práve pri rozjazde vykazuje najväčšie množstvo spotrebovaného paliva.

Princíp je založený na uchovávaní energie v hydraulickom tlakovom akumulátore. Systém s výhodou využíva implementovaný hydraulický okruh medzi hydrogenerátorom (HG) a dvoma hydromotormi (HM) poháňajúcimi zadné kolesá pneumatikového valca. Prerúšením obvodu a vložení experimentálneho zariadenia. Zariadenie pozostáva z dvoch akumulátorov (vysokotlakového a nízkotlakového), medzi ktorými dochádza k preklápaniu energie a rozvážacej kocky, ktorá distribuuje energiu podľa požadovaného pracovného režimu stroja. Samotná rozvážacia kocka je jednou z kľúčových častí rozhodujúcich o množstve ušetrenej energie. Je zároveň možnosťou ako celý systém ladiť a prispôbiť konkrétnej aplikácii a následne optimalizovať k čo najefektívnejším pracovným parametrom.

Na základe rešerše vychádzajúcej z predchádzajúcich experimentálnych zariadení a z výsledkov dosiahnutých na simulačnom stende, vytvorenom ako model pre konkrétnu aplikáciu na valec AP 240H, vyplývajú nasledujúce konštrukčné požiadavky na hydraulický ventilový blok:

3.1 Konštrukčné požiadavky

3.1

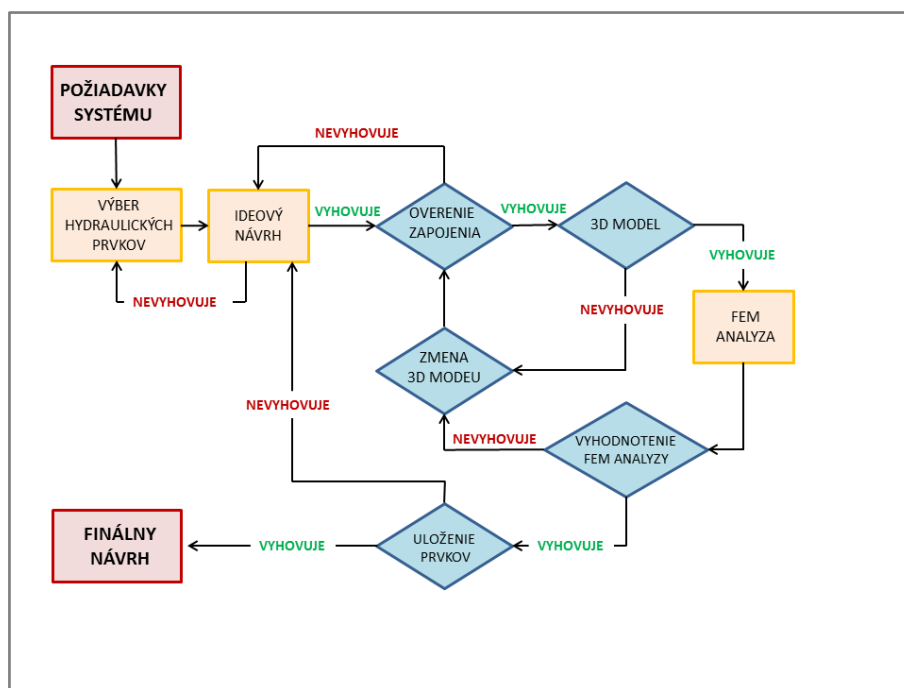
- definícia pracovných režimov stroja
- návrh hydraulickej schémy splňujúcej požiadavky jednotlivých režimov
- výber hydraulických prvkov podľa nasledujúcich kritérií:
 - možnosť riadenia v požadovaných režimoch
 - minimálne tlakové požiadavky 40 MPa
 - minimálny prietok 105 l/min
 - minimálne tlakové straty
 - výber vstavaných komponentov do telesa ventilového bloku
 - možnosť logického riadenia na základe tlakov
 - možnosť ovládať časovanie ovládacích ventilov

- zabezpečenie ventilového bloku poistnými ventilmi v prípade poruchy
- umiestnenie jednotlivých meracích miest pre vyhodnocovanie priebehu tlakov počas režimov.
- výber kompatibilných prírub pre pripojenie so súčasným hydrostatickým okruhom stroja
- návrh jednotlivých vŕtaní pre prvky v súlade s normou ISO 4401
- návrh vŕtania pre jednotlivé ovládacie tlaky ventilov
- optimalizovanie tlakových kanálov z hľadiska vzdialenosti a zalomenia pri prúdení hydraulického média
- výber vhodného materiálu pre výrobu
- simulácia tlakového rozloženia počas jednotlivých režimov
- napäťová analýza stien medzi jednotlivými kanálmi
- tvorba výkresovej dokumentácie telesa ventilového bloku

3.2 Výsledné závery

- návrh ventilového bloku splňujúceho požiadavky jednotlivých režimov
- napäťová analýza rozhodujúca o možnosti vŕtania kanálov
- vhodnosťou výberu jednotlivých prvkov a správneho návrhu bloku je možné výrazne ovplyvniť tlakové straty a tým aj množstvo naakumulovanej energie
- dôležitým parametrom ladenia systému je správne časovanie ventilov pri spínaní v režimoch

Na základe formulácie jednotlivých problémov a postupov riešenia, bol navrhnutý nasledovný algoritmus riešenia problému (Obr. 3-1):



Obr. 3-1 Algoritmus riešenia návrhu ventilového bloku

3.3 Vymedzenie cieľov práce

3.3

Cieľom predloženej práce je návrh experimentálnej hydraulickej kocky, ktorej parametre sú definované na základe pracovných režimov cestného valca AP 240H od firmy AMMANN. Hydraulická kocka umožňuje snímanie tlakových priebehov v definovaných miestach aby bolo možné na základe výsledkov, prevádzať ladenie a optimalizáciu systému, k zefektívneniu využitia rekuperačného zariadenia.

Predložená diplomová práca je súčasťou rozsiahlejšieho projektu EUREKA, ktorý bol riešený v rámci tímu, pod vedením prof. Nevrlého. Autor práce zodpovedá za nasledujúce riešenie úloh:

- vytvorenie rešerše v oblasti rekuperácie energie
- prevedenie analýzy výsledkov na základe experimentálneho stendu
- návrh hydraulickej schémy akceptujúcej režimy stroja
- definovanie smeru prúdenia v jednotlivých režimoch
- výber vhodných hydraulických prvkov pre aplikáciu
- kvantifikovanie tlakových strát na základe výberu
- návrh koncepcie telesa ventilového bloku pre osadenie prvkov
- overenie funkčnosti ventilového bloku
- napäťová analýza v jednotlivých režimoch
- tvorba výkresovej dokumentácie celkového zostavenia
- návrh umiestnenia modulu
- tvorba výkresovej dokumentácie
- návrh zapojenia modulu do súčasného hydrostatického okruhu valca
- overenie funkčnosti modulu
- analyzovanie nameraných dát

4 REKUPERAČNÝ STEND

Na základe požiadaviek vyplývajúcich z vývoja rekuperačného zariadenia, bol v rámci projektu EUREKA vytvorený stend (Obr. 4-1), simulujúci reálnu aplikáciu systému na cestný pneumatikový valec AP 240H. Rekuperačný stend je v svojej podstate zameraný na analýzu princípov činnosti zariadenia, slúžiaceho k rekuperácii energie v pripravovanej koncepcii na pneumatikový valec AMMANN AP 240H. Pribeh jednotlivých hydraulických javov je následne overovaný pomocou simulácii vo vývojovom prostredí Matlab Simulink. Výsledky slúžia pre včasné identifikovanie javov a prípadnú optimalizáciu jednotlivých dejov a režimov. Vo fáze experimentálneho vývoja je požadované odladenie všetkých priebehov na prototypu hydrostatického modulu a následné implementovanie na stroj v mierke zväčšenej približne 4-krát.

Najkritickejším prvkom, ktorý do výraznej miery ovplyvňuje úspešnosť rekuperácie a množstvo ušetrenej energie je hydraulický ventilový blok, obsahujúci riadiace ventily a prvky pre záznam tlakových veličín vo všetkých vetvách systému. Správnym časovaním ventilov a vhodnou kombináciou otvárania a zatvárania prvkov v jednotlivých režimoch, sme schopní dosiahnuť optimálneho nastavenia a minimalizovať straty v systéme. Analýzou jednotlivých prvkov a konštrukčný návrh rozvážzacej kocky je jedným z hlavných predmetov pojednávaných v tejto práci.



Obr. 4-1 Rekuperačný stend [15]

4.1 Popis metodiky rekuperácie energie

Konštrukcia stendu je navrhnutá v sériovom usporiadaní hydraulických prvkov. Medzi najdôležitejšie prvky systému patria hydromotor / hydrogenerátor, ventilový blok cez ktorý je ovládaný prechod energie (hydraulickej kvapaliny) medzi hydro-pneumatickými akumulátormi - nízkotlakový a vysokotlakový.

Varianty prepojenia sú zvolené v závislosti na režimoch simulujúcich jazdné cykly pneumatikového valca:

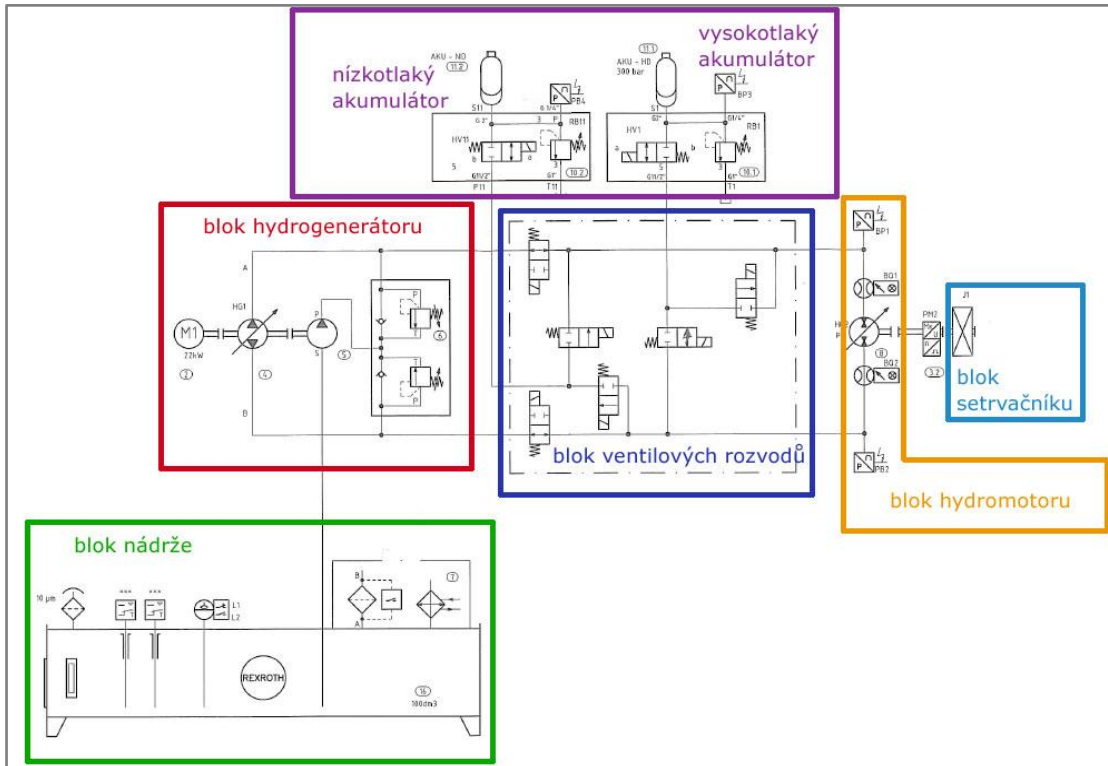
- jazda v konštantnej rýchlosti (SET RPM)
- režim brzdenia - HG generuje hnací moment (DECEL)
- režim rozbehu - HM generuje záťažový moment (ACCEL)
- automatický režim cyklickej rekuperácie

Na základe výsledkov, získaných v laboratórnych podmienkach bude hydrostatický modul navrhnutý priamo pre aplikáciu na valec AMMANN vo forme skúšobného prototypu. Hlavným cieľom projektu je záverečné zhodnotenie ušetrenej energie v definovanom jazdnom cykle. Podľa dosiahnutého percenta ušetrenej energie (dieselového paliva) bude zhodnotená úspešnosť projektu a následne využitie v praxi.

4.2 Základná schéma princípu zapojenia

4.2

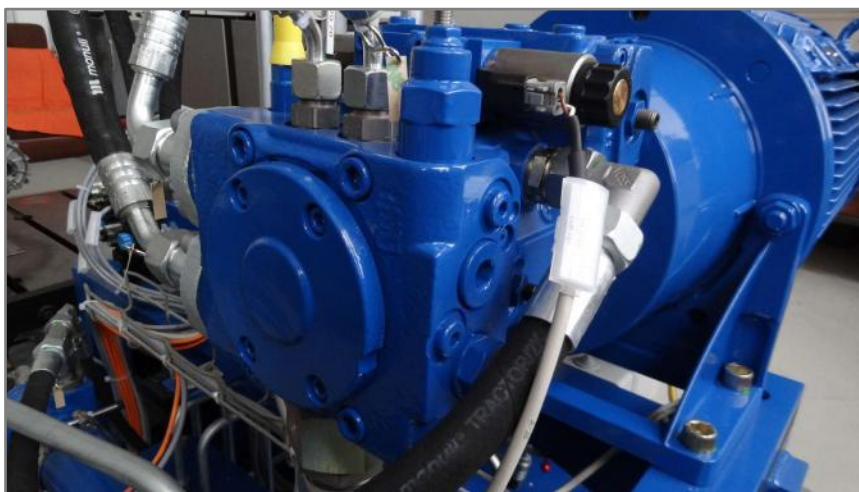
Celkový systém zapojenia hydraulického stendu je rozdelený do niekoľkých na seba nadväzujúcich blokov (Obr. 4-2), simulujúcich jazdné podmienky. V závislosti na priestorových podmienkach, je systém umiestnený na nosnej konštrukcii o rozmeroch (1000 x 1400 x 800) mm. Celé zariadenie je riadené samostatnou jednotkou vyvinutou firmou Bosch Rexroth priamo pre rekuperačný systém. Jedná sa o zariadenie HRSC (Hydraulic Recuperation Stand Control).



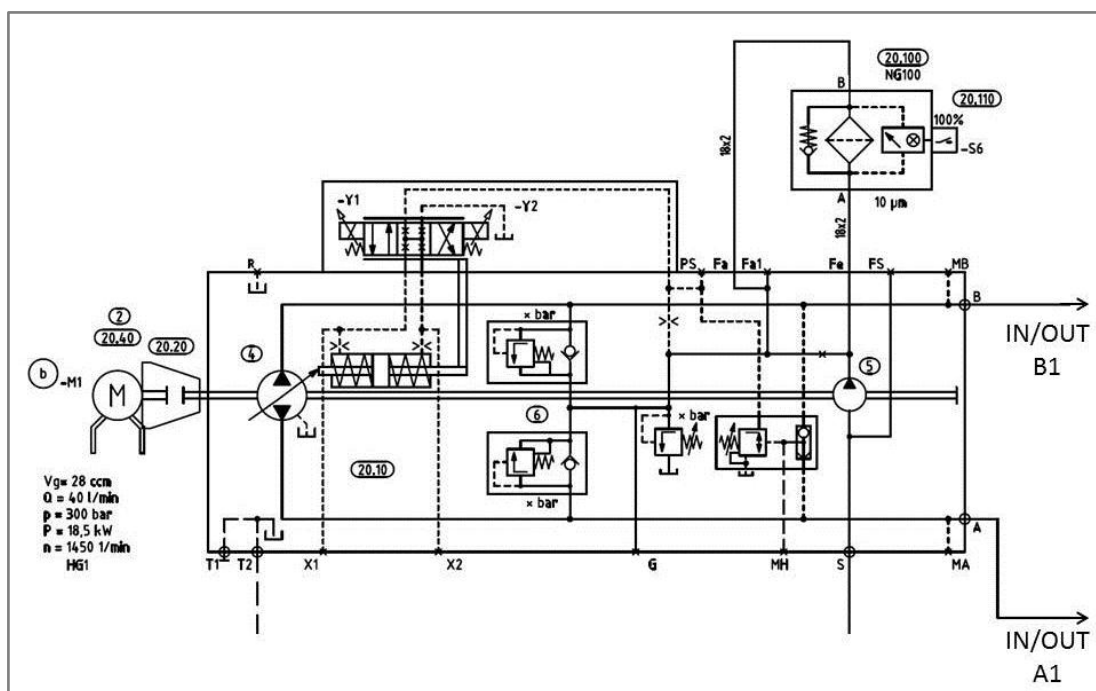
Obr. 4-2 Zjednodušené blokové rozdelenie stendu [15]

4.2.1 Blok hydrogenerátora

Za účelom simulácie jazdného pohybu valca AP240H je na experimentálnom stende umiestnený blok hydrogenerátora (Obr. 4-3), s rovnakým typom axiálneho piestového hydrogenerátoru A4VG, ako je inštalovaný na cieľovom stroji. Rozdiel medzi HG je v použitej veľkosti. Experimentálny stend využíva veľkosť 28 a na valci typu AP 240H je veľkosť 90, označenie nám vyjadruje hodnotu geometrického objemu - V_g . Pohon HG je namiesto spaľovacieho motoru použitého pre pohon generátoru vo valci simulovaný asynchrónnym elektromotorom o výkone 22kW. Blok je ku konštrukcii pripojený cez silentblok, vzhľadom k tlmeniu vibrácií. Prenos krútiaceho momentu medzi komponentmi je realizovaný priamo cez tvarovú spojku obsahujúcu pružný element.



Obr. 4-3 Blok hydrogenerátora



Obr. 4-4 Schéma bloku hydrogenerátora - HG

Prevádzkové parametre HG v experimentálnom stende sú uvedené v nasledujúcej tabuľke, kde sú porovnávané s prevádzkovými parametrami HG z reálneho stroja.

Tab. 1 Porovnanie parametrov HG

Pracovný parameter A4VG	Hodnota stend	Hodnota AP240H	Jednotka
geometrický objem, V_g	28	125	cm^3
maximálny prietok, Q	119	356	l/min
maximálny statický tlak, p	45	45	MPa
nominálny výkon, P	79	238	kW
nominálne otáčky, n	4250	2850	min^{-1}

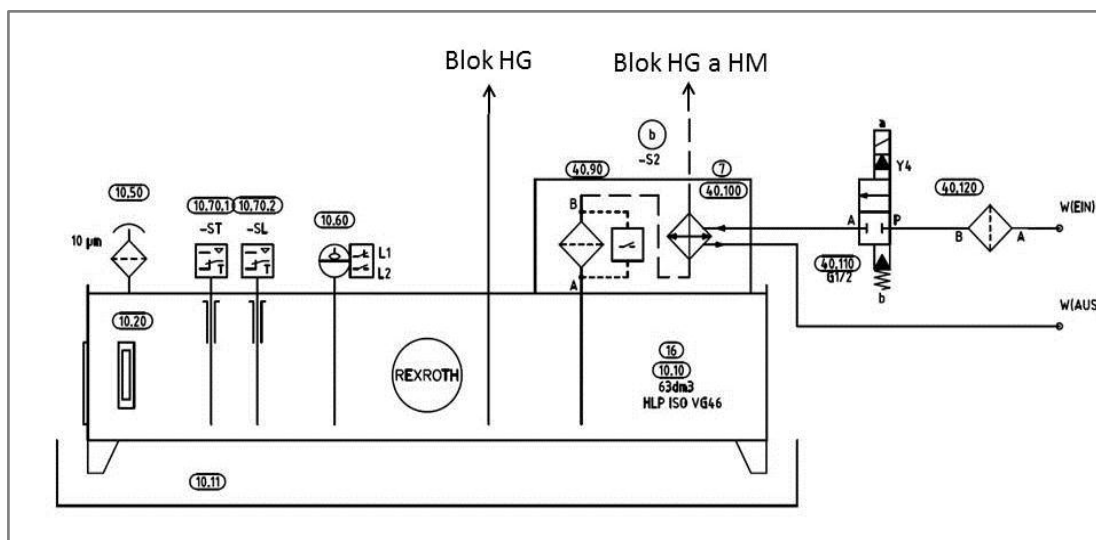
4.2.2 Blok olejovej nádrže

Blok plní funkciu zásobárne oleja v systéme. Je priamo pripojený k HG a pri chode systému zabezpečuje, dostatočnú zásobu oleja, jeho filtráciu, kontrolu teploty a tlaku, prípadne kontrolu dostatku pracovnej kvapaliny v systéme. K olejovej nádrži je pripojený taktiež spínaný tepelný výmenník so sekundárnym okruhom vodného chladenia pracovnej kvapaliny (Obr. 4-5). Ako sa ďalej ukázalo v priebehu experimentov prídavné chladenie kvapaliny nie je nutné. Pre optickú kontrolu tlaku kvapaliny je nádrž vybavená kvapalinovým manometrom, podľa triedy presnosti DIN EN 837, s rozsahom teplôt -20 až $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlakovým maximom 50 MPa.

Filtrácia je zabezpečená filtračnou vložkou podľa normy DIN 24550, dodávanou firmou Bosch Rexroth. V stende nám slúži k odlučovaniu nežiaducich pevných látok z pracovnej kvapaliny. Vybraný druh je určený k montáži priamo na potrubie. Filter je schopný zachytávať častice už od $10\text{ }\mu\text{m}$. Maximálny prípustný tlakový spád daného typu je 33 MPa. Typ filtru je podľa štandardov firmy evidovaný pod číslom R928030546.



Obr. 4-5 Olejová nádrž s tepelným výmenníkom



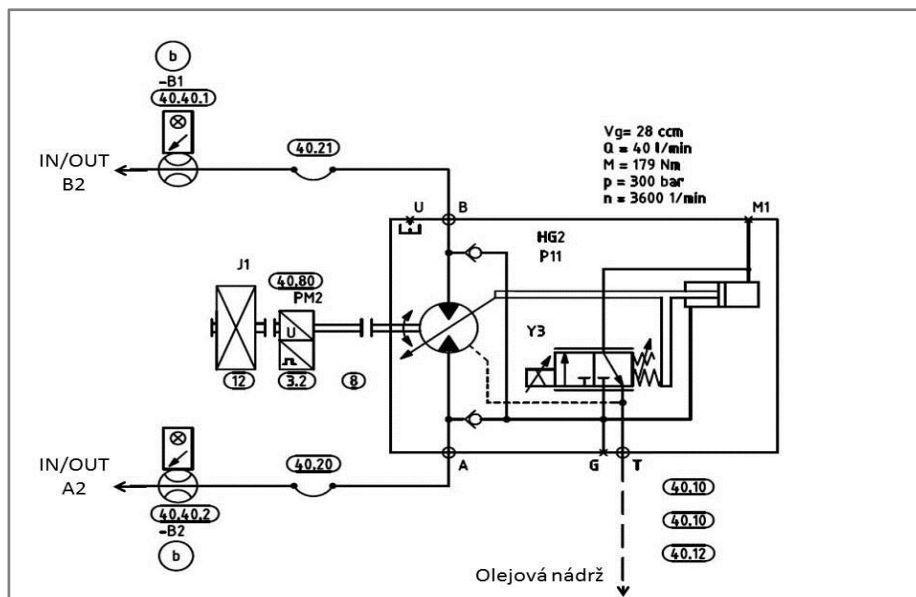
Obr. 4-6 Schéma bloku nádrže

4.2.3 Blok hydromotoru

Simulačným blokom jazdných podmienok a hnacej nápravy pneumatikového valca je blok hydromotoru (Obr. 4-7) a blok zotrvačníku. Vzhľadom k laboratórnym podmienkam a možnosti využitia dostupného dynamometru, bol blok zotrvačníku nahradený týmto prvkom, ktorý nám simuluje zotrvačnosť skutočného vozidla v pracovnom cykle. Prepojenie blokov HM a HG je realizované za pomoci ventilového bloku s rôznym časovaním jednotlivých ventilov a tým je zabezpečené flexibilita nastavenia jednotlivých režimov, čo nám umožňuje ladenie systému. Motor je zvolený v mierke 4:1 vzhľadom k skutočnému prvku použitom na cieľovom valci. Typ hydromotoru – HM, je axiálny piestový motor s možnosťou naklápania dosky, čo nám umožňuje meniť geometrický objem. Podľa značenia firmy Bosch Rexroth sa jedná o typ A6VM vo veľkosti 28. Pre reálny stroj je použitá veľkosť 107.



Obr. 4-7 Blok hydromotoru - HM



Obr. 4-8 Schéma bloku motoru

Pracovný parameter A6VM	Hodnota stend	Hodnota AP 240H	Jednotka
geometrický objem, V_g	28	125	cm^3
maximálny prietok, Q	156	1600	l/min
maximálny statický tlak, p	45	45	MPa
nominálne otáčky, n	5550	1600	min^{-1}

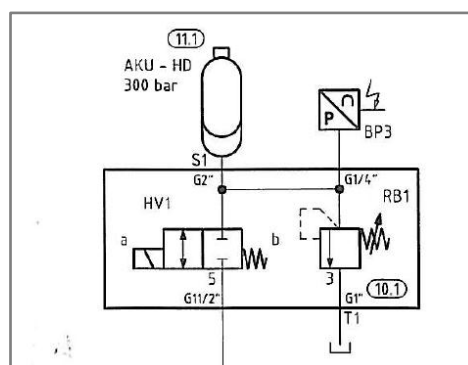
4.2.4 Akumulátorové bloky

Hlavnými prvkami k ukladaniu rekuperovanej energie, sú hydraulické vakové akumulátory. Slúžia k uchovávaní energie v podobe tlakovej energie za pomoci stlačeného vaku naplneného dusíkom. Takto uchovaná energia je neskôr využitá pre ďalší cyklus chodu stendu. V systéme rekuperačného stendu sa nachádzajú dva akumulátory o objeme 10 l s označením HAB 10-330-40/2G07 (Obr. 4-9).

- Prvý akumulátor slúži k uchovaniu energie získanej z kinetickej energie roztočeného zotrvačníka. V druhom cykle je energia použitá znova na rozbeh. Tento cyklický chod umožňuje vyjadriť množstvo rekuperovanej energie v experimentálnom systéme.
- Druhý akumulátor je nízkotlakový a slúži k udržiavaniu konštantného tlaku v nízkotlakových vetvách. Taktiež slúži ako zdroj hydraulického média pri preklápaní stendu v jednotlivých režimoch.



Obr. 4-9 Akumulátory od firmy Bosch Rexroth



Obr. 4-10 Schéma bloku akumulátorov

4.3 Zhrnutie parametrov jednotlivých prvkov skúšobného HRB systému

Pre konkrétny návrh rekuperačného systému na model valca AP 240H, bol zostavený v rámci grantu EUREKA skúšobný stend pre simuláciu rekuperovateľnosti energie v reálnom stroji. Parametre sú volené s ohľadom na reálny model, zmenšené v mierke približne 1:4. Na základe technických špecifikácií a katalógových podkladov je možné stend kvantifikovať a následne získané údaje aplikovať s vhodným prepočtom na systém pohonu pneumatikového valca.

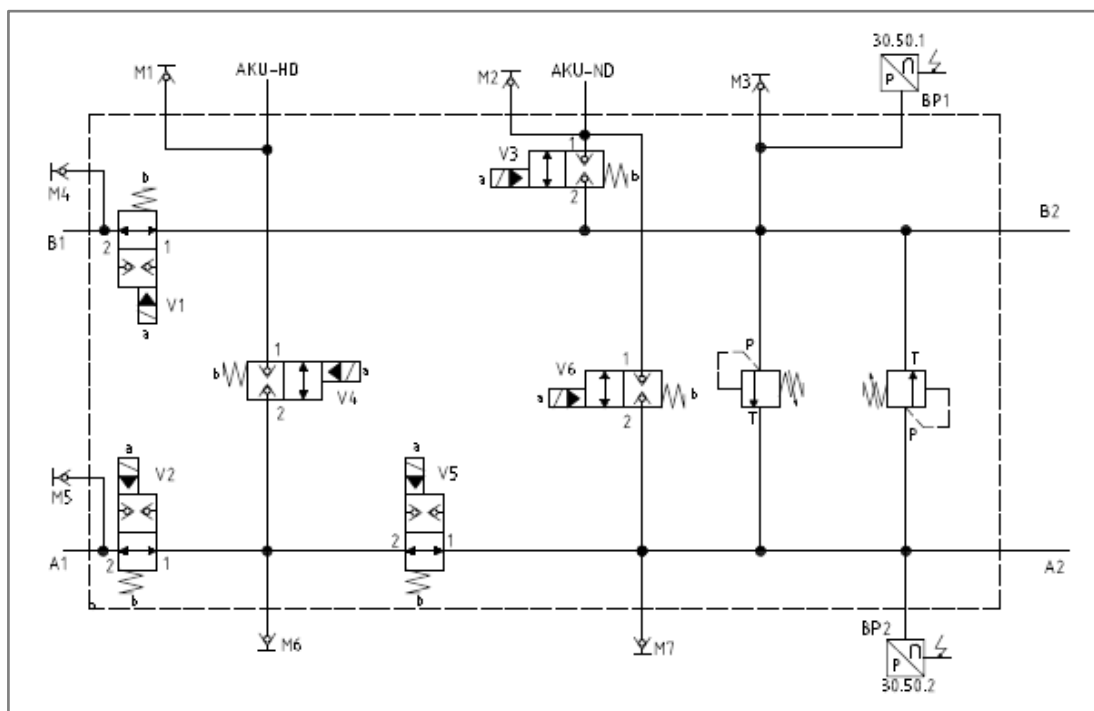
Tab. 2 Prehľad použitých komponentov na rekuperačnom stende

Názov	Typ	Výrobca	Popis
hydrogenerátor - HG 	A4VG	Bosch Rexroth	- geometrický objem $V_{gp\ max} = 28\ cm^3$ - geometrický objem plniaceho čerpadla $V_{g\ sp} = 6,1\ cm^3$ - maximálne vstupné otáčky $n_{p\ max} = 3900\ min^{-1}$ - maximálny prietok $q_{vp\ max} = 109\ l.min^{-1}$ - maximálny príkon (pri $V_{gp\ max}$) $P_{p\ max} = 54,6\ kW$ - krútiaci moment (pri Δp_{max} a $V_{g\ max}$) $T_{p\ max} = 134\ N.m$
hydrostatický prevodník - HM 	A6VM	Bosch Rexroth	- geometrický objem $V_{gm\ max} = 28,1\ cm^3$ $V_{gm\ 0} = 0\ cm^3$ - otáčky $n_{m\ max} = 5550\ min^{-1}$ (pri $V_{g\ max}$) $n_{m\ max} = 8750\ min^{-1}$ (pri $V_g < 0,63 \cdot V_{g\ max}$) $n_{m\ max} = 10450\ min^{-1}$ (pri $V_g 0$) $n_{m\ min} = 0\ min^{-1}$ $n_{m\ min} = 50\ min^{-1}$ (pre kontinuálny krútiaci moment) - prietok $q_{vm\ max} = 156\ l.min^{-1}$ - krútiaci moment (pri $V_{g\ max}$) $M_{m\ max} = 179\ N.m$
elektromag. ventily 	VEI-8A-2A-12A-NA/NC	Bosch Rexroth	- maximálny pracovný tlak 35 MPa - maximálny prietok $150\ l.min^{-1}$ - reakčná doba (otvorenia) cca 42 ms - reakčná doba (zatvorenia) cca 125 ms pre prietok $15\ l.min^{-1}$
prietokomery 	VHS025	HONSBURG	- pracovný rozsah (0 až 140) $l.min^{-1}$ - presnosť merania 1 % (závisí na teplote) - opakovateľnosť 0,25 % (chyba) - operatívny tlak 35 MPa - max. tlak 52,5 MPa - napätie (10 až 30) V (DC)
snímač tlaku 	HM17 - 1X/315	Bosch Rexroth	- pracovný rozsah (0 až 31,5) MPa - maximálne preťaženie 78 MPa - chyba nulový bod <0,15 % - konečná hodnota <0,3 % - Teplota meraného média (-40 až +90) °C
pohon hlavnej pumpy 	1LG4 186-4AA66	Siemens	- menovitý výkon 22 kW - menovité otáčky 1 465 min^{-1} - menovitý moment 143 N.m
hlavný pohon 	MAD130 C-0250-SA-AG0-35-H1	IndraDyn	- menovité otáčky 2 500 min^{-1} - maximálne otáčky 10 000 min^{-1} - menovitý moment 100 N.m - maximálny moment 250 N.m - menovitý výkon 26,2 kW
	EHV 10,0-330/090-K	Bosch Rexroth	- menovitý objem 10 l - efektívny objem plynu 9,2 l - prietok 900 l/min - prevádzkový tlak 33 Mpa

Ventilový blok, ktorý tvorí jeden z riadiacich uzlov systému, poskytuje priestor pre analýzu a následnú optimalizáciu na základe získaných údajov, čím je možné výrazne ovplyvniť úspešnosť a efektívnosť celého systému. Na presné detekovanie jednotlivých zmien počas procesu je blok vybavený tlakovými snímačmi v každom mieste, kde môže dochádzať k zmene tlaku.

4.4 Analýza a charakteristika zapojenia rozvádzacej kocky

Hlavným cieľovým prvkom tejto diplomovej práce je ventilový blok, obsahujúci vstavané priame a poistné tlakové ventily, ktoré nám slúžia k distribúcii hydraulického média. Požadované smery prúdenia a zopnutie ventilov závisí od režimu, v ktorom sa rekuperačný stend nachádza. Medzi jednotlivými spojeniami vo vnútornom vyhotovení ventilového bloku, sú vývody pre tlakové snímače. Tieto miesta môžeme využiť k analýze tlakových strát a prípadnému zaznamenávaniu dejov počas procesu. Na hydraulickej schéme rekuperačného stendu sú označené ako M1 – M7. Jednotlivé ventily použité k riadeniu prietoku majú označenia V1-V6. Jedná sa o dvojcestné ventily vstavaného (cartridgeového) typu. Prvky sú zo sortimentu firmy Bosch Rexroth nesúce označenie VEI. Pre aplikáciu stendu sú volené vo veľkosti 10. Bezpečnostnými prvkami v obvode sú 2 poistné tlakové ventily priamo riadené, typu DBD. Signály a riadenie jednotlivých prvkov je zabezpečené aplikačným software použitým pre stend – Hydraulic Recuperation Stand Control system – HRSC.



Obr. 4-11 Schéma zapojenia rozvádzacej kocky

4.4.1 Charakteristika ventilu typu VEI



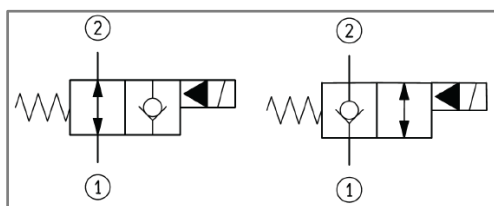
Obr. 4-12 Ventil typu VEI

Na rekuperačnom stende sa nachádza 6 priamo ovládaných dvojcestných ventilov zabudovaných v rozvážacej kočke (Obr. 4-12). Jedná sa o ventily rovnakého typu, s rozdielnym počiatočným stavom. Ventily V1,V2,V5 sa v počiatočnom stave (stav bez privedenia ovládacieho signálu) nachádzajú otvorené (normally open) a ventily V3,V4,V6 sú uzatvorené (normally closed). Pri voľbe optimálneho typu bolo prihliadané na maximálne prietoky, svetlosti jednotlivých prírub a najvyššie tlaky. Špeciálna pozornosť bola sústredená na reakčné doby ventilov, pretože požiadavka pri rekuperácii je dosiahnuť, čo najpresnejšieho riadenia s rýchlou odozvou na riadiaci signál. Vybrané typy sú dostačujúce pre aplikáciu stendu, ale pri reálnom umiestnení na pneumatikovom valci AMMANN sú tieto vstavané (cartridgeové) ventily nevhodné. Svojou konštrukciou nedovoľujú dosiahnuť požadovaných prietokov a straty na týchto ventiloch sú príliš vysoké.

Charakteristické údaje ventilov VEI

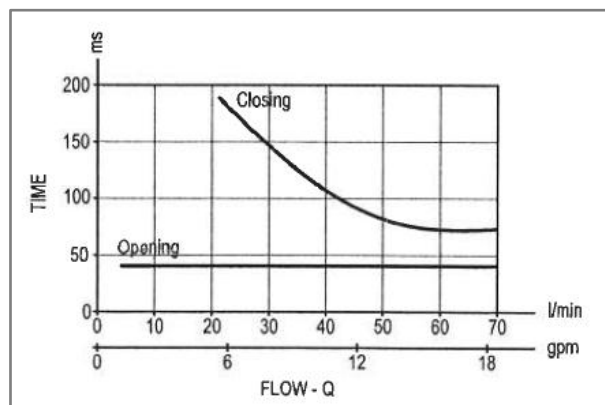
Označenie	VEI-8A-10-NC (normally closed)
	VEI-8A-10-NA (normally open, Obr. 4-13)
	<ul style="list-style-type: none"> • charakteristiky sú zhodné pri oboch typoch, líšia sa len počiatočným stavom
Typ	Neproporcionálny dvojcestný ventil s možnosťou riadenia cievkou (elektromagnetom)
Maximálny tlak	42 MPa
Prietok	2-70 l/min
Životnosť	1 milión cyklov pri 35 MPa
Rozsah teplôt	-20 až 80 °C

Schematické označenie:



Obr. 4-13 Schematické označenia ventilu (normally open)

Uzatváracia charakteristika ventilu VEI-8A-10-NC/NA:



Graf 4.1 Reakčná charakteristika ventilov VEI

4.4.2 Charakteristika tlakového poistného ventilu DBD



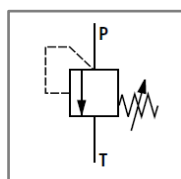
Obr. 4-14 Poistný tlakový ventil typu DBD

Jedná sa o priamo riadený sedlový poistný ventil zo sortimentu firmy Oil control. Slúži k obmedzeniu tlaku v systéme a plní bezpečnostnú funkciu. Nastavenie tlaku sa realizuje s plynule regulačným prvkom. Kanál P (viď schematická značka) je prepojený so systémom. Pri prekročení tlaku vo vetve P, dôjde k prepusteniu kvapaliny do vetvy T, čím je obmedzený maximálny tlak a tak zaručená bezpečnosť pri náraste tlaku.

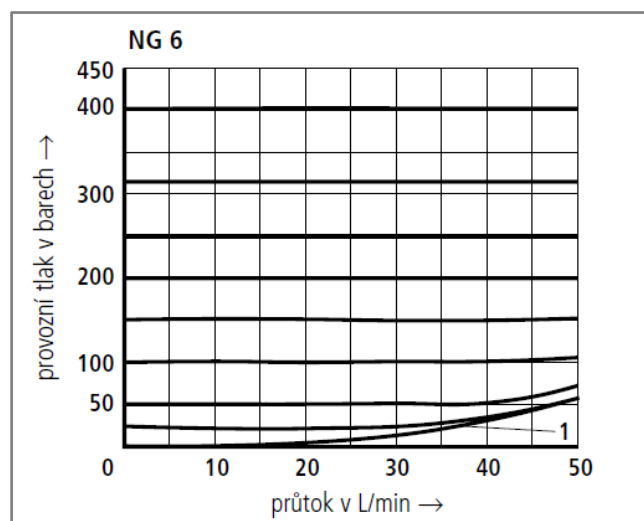
Charakteristické údaje ventilu DBD

Označenie	DBD SK10/315 (Obr. 4-15)
Typ	Poistný tlakový ventil s možnosťou priameho riadenia
Vstupný tlak	do 40 MPa
Výstupný	31,5 MPa
Rozsah teplôt	-15 až 80 °C

Schematické označenie:



Obr. 4-15 Schematické označenia poistného ventilu



Graf 4.2 Prietoková charakteristika ventilu DBD

4.4.3 Charakteristika snímača tlaku typu HM 17-10/315-C



Obr. 4-16 merací tlakový prevodník HM 17-10/315-C

Jedná sa o priemyselný hydraulický merací prevodník tlaku s integrovanou elektronikou a napäťovým výstupom 4-20 mA. Pre aplikáciu rekuperačného stendu, vzhľadom k dosahovaným prietokom bol zvolený typ s meracím rozsahom do 31,5 MPa.

Charakteristické údaje tlakového snímača HM 17-10/315-C

Označenie	HM 17-10/315-C
Merací rozsah	31,5 MPa
Maximálne pret'aženie	7,8 MPa
Rozsah teplôt	-20 až 80 °C
Chyba vyváženia	
- nulový bod	0,15%
- konečná hodnota	0,3%
Tlakový prípoj	vonkajší závit G1/4 podľa normy DIN 3852 tvar E

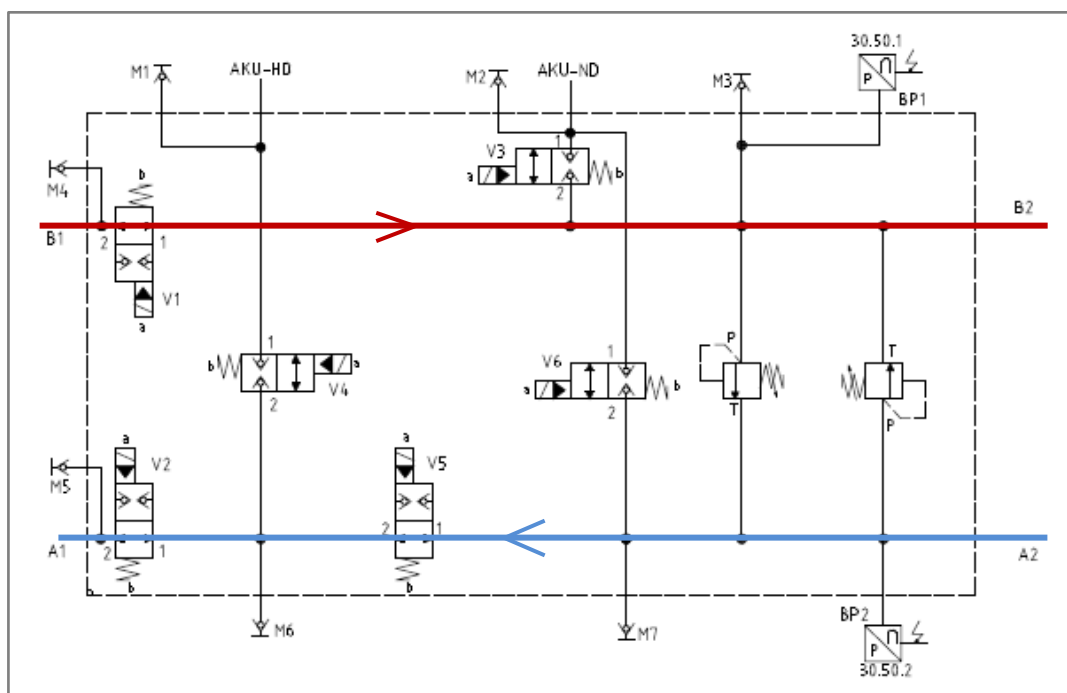
4.5 Popis režimov rekuperácie a priebeh toku kvapaliny

4.5.1 Režim STOP

Počiatkový režim po zapnutí stendu. V tomto režime je aktivované brzdenie dynamometrom a všetky ventily rozvážacieho bloku sú v počiatkovej pozícii. HRSC nastaví na čerpadle neutrálnu polohu a žiadaná hodnota otáčok je rovná 0. Z tohto režimu je za pomoci ovládacieho panelu možné prejsť do režimu SET RPM alebo FILL ND. Späťne je možné sa do režimu STOP dostať zo všetkých režimov stendu. V prípade podtlaku alebo pretlaku v akumulátoroch je automaticky zariadenie nastavené do režimu STOP. [1]

4.5.2 Režim SET RPM

Režim slúži pre nastavenie otáčok zotrvačníku. V tomto režime sú ventily stále v počiatkovej polohe, na čerpadle je nastavený smer otáčania a je odpojené externé brzdenie dynamometrom. Otáčky sa nastavujú za pomoci HRSC a hodnota je zobrazovaná na ovládacom displeji. Po dosiahnutí otáčok je možné spustiť režim AUTOMAT prípadne DECEL. [1] Pri nastavení tohto režimu je prúdenie kvapaliny v rozvážacej kocke cez ventily V1, V2 a V5. Režim je vhodný pre meranie a analýzu tlakových strát, pretože sa jedná o ustálený tok s konštantným prietokom (Obr. 4-17).

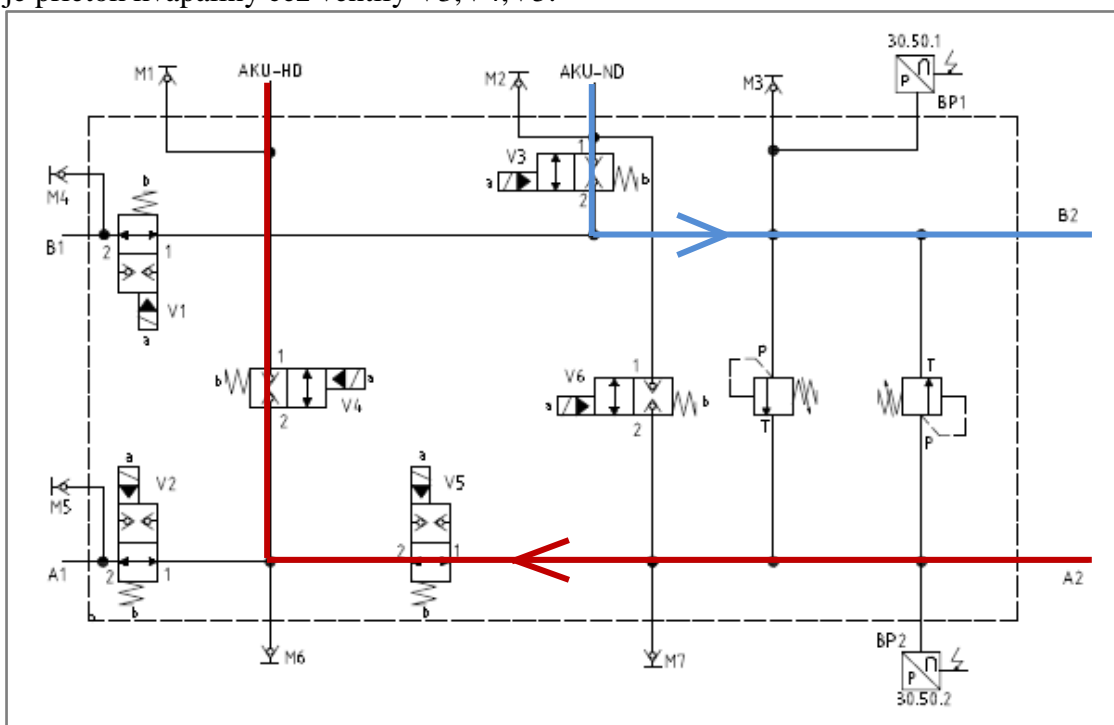


Obr. 4-17 Priebeh toku kvapaliny - SET RPM

- Vysoký tlak (High pressure)
- Nízky tlak (Low pressure)
- B1,A1 – Vstup / výstup pohonného čerpadla
- B2,A2 – Vstup / výstup hydrogenerátoru

4.5.3 Režim DECEL

Zotrvačník stendu je brzdený kvapalinou prúdiacou z nízkotlakového do vysokotlakového akumulátora. V tomto režime nie je možné meniť žiadanú hodnotu otáčok. V manuálnom ovládaní je zotrvačník brzdený, pokiaľ nie je obsluhou zvolený iný režim alebo do doby pokiaľ sa v niektorom z akumulátorov neobjaví podtlak alebo pretlak. V automatickom režime je DECEL (Obr. 4-18) ukončený pri dosiahnutí 55 ot/min, táto hodnota je daná prvkami použitými v hydraulickom obvode, ktoré pri nižších otáčkach nemajú garantovaný správny chod. Po ukončení režimu DECEL v automatickom režime nasleduje režim ACCEL. [1] V tomto režime je prietok kvapaliny cez ventily V3, V4, V5.



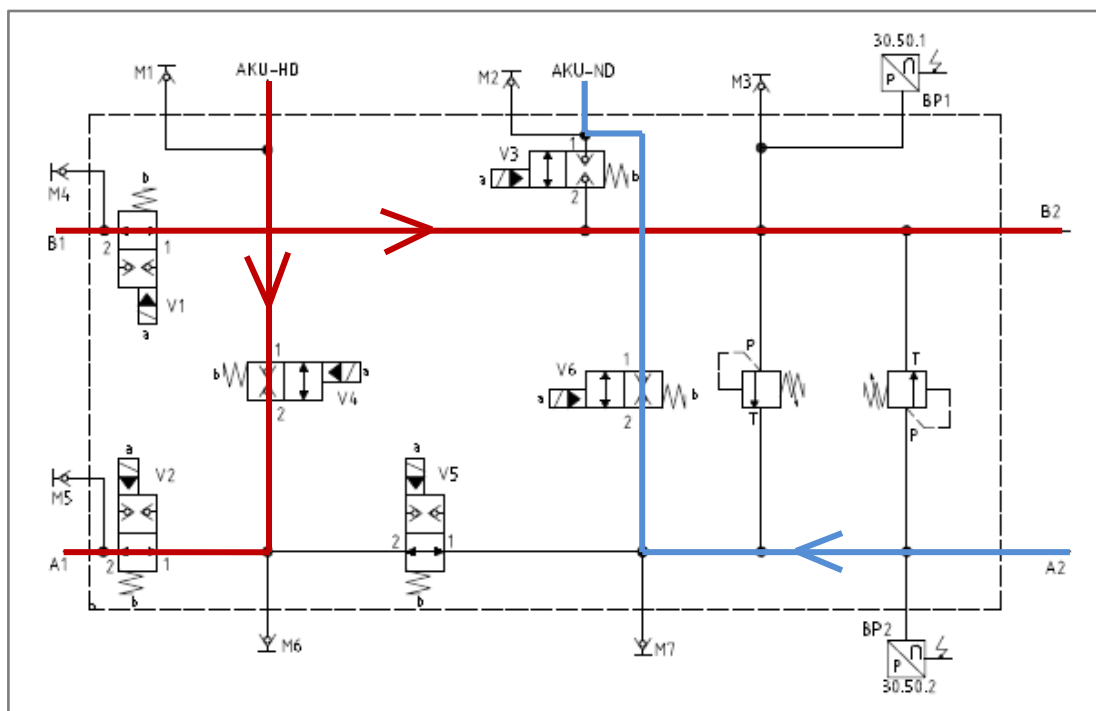
Obr. 4-18 Pribeh toku kvapaliny - DECEL

- Vysoký tlak (High pressure)
- Nízky tlak (Low pressure)

4.5.4 Režim ACCEL

Dochádza k roztáčaniu zotrvačníka stendu (Obr. 4-19) tlakom oleja z vysokotlakového akumulátora. Olej z vysokotlakového akumulátora prúdi cez hydraulické čerpadlo do nízkotlakového akumulátora. V tomto režime nie je umožnené meniť hodnotu otáčok. Zotrvačník sa roztáča na hodnotu nastavenú v režime SET RPM. V manuálnom ovládaní je režim ľubovoľne ukončený užívateľom (zvolením režimu DECEL alebo STOP) pokiaľ nedôjde k pretlaku alebo podtlaku na niektorom z akumulátorov. V automatickom režime ja možné ACCEL ukončiť režimom STOP inak je automaticky po danom čase prepnutý do režimu ACCEL. [1] Pri nastavení ACCEL režimu hydraulická kvapalina prúdi cez

ventily V1, V2, V4, V6. V tomto režime dochádza k najväčším tlakovým stratám v rozvážacej kocke a úbytkom na jednotlivých ventiloch.

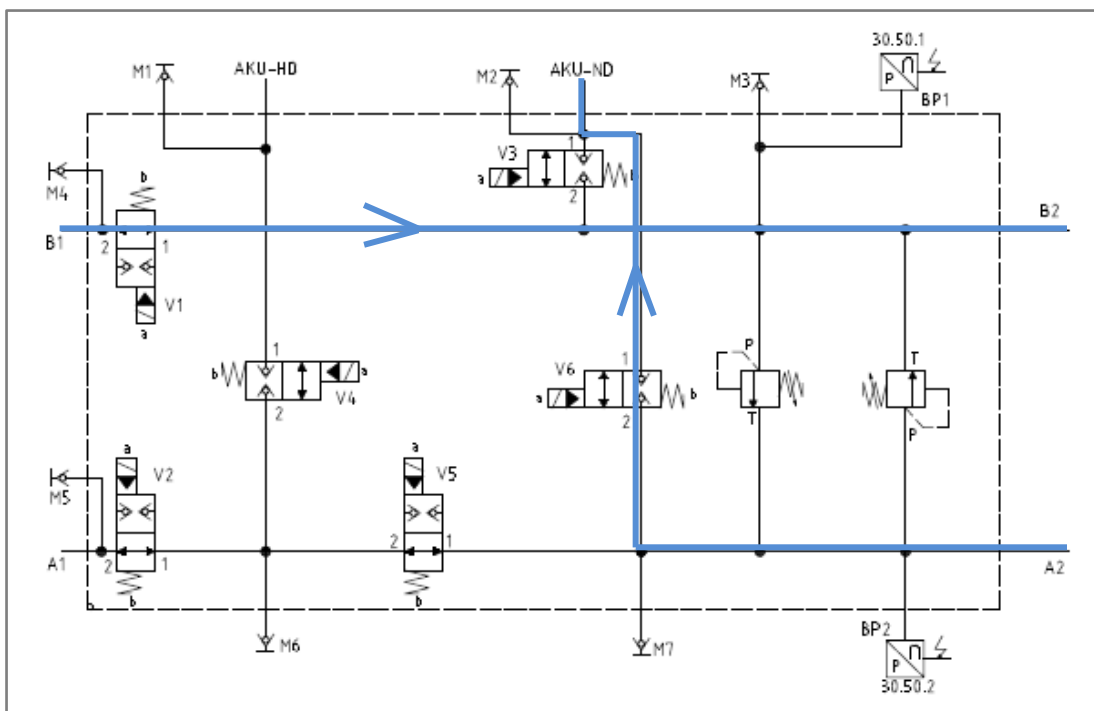


Obr. 4-19 Priebeh toku kvapaliny - ACCEL

- Vysoký tlak (High pressure)
- Nízky tlak (Low pressure)

4.5.5 Režim FILL AKU ND

Režim slúži k doplneniu tlaku v nízkotlakovom akumulátore, je ho nutné použiť pri zapnutí stendu (po odpojení napájania sú ventily z bezpečnostných dôvodov na zásobníkoch otvorené), alebo pri výskyte pracovného podtlaku v akumulátore v dôsledku funkcie stendu. Behom priebehu režimu sa doplní tlak v nízkotlakovom akumulátore na definovanú hodnotu a následne uvedie stend do režimu STOP. [1]



Obr. 4-20 Priebek toku kvapaliny - FILL AKU ND

— Nízky tlak (Low pressure)

4.5.6 Režim AUTOMAT

Tento režim nedefinuje nové pracovné stavy, len cyklicky strieda režimy ACCEL a DECCCEL. Jeden cyklus obsahuje jedenkrát ACCEL a jedenkrát režim DECEL. Počet cyklov je daný parametrom, pri dosiahnutí daného počtu cyklov uvedie stend do režimu STOP, Režim taktiež ukončuje výskyt pracovného podtlaku, alebo pretlaku v niektorom z akumulátorov alebo manuálna voľba režimu STOP.

4.6 Vyhodnotenie tlakových strát na jednotlivých ventiloch

4.6

Meranie tlakových strát je vo všeobecnosti spojené s prúdením hydraulického média priestorom, jeho zložitosť nie je možné presne matematicky popísať. Aby bolo možné v praxi riešiť bežné úlohy, zjednodušene sa priestorové prúdenie rieši za pomoci metódy jednorozmerného prúdového vlákna, ktoré v praxi predstavuje prúdenie trubicou alebo potrubím. Podmienkou je malý, spojitý sa meniaci prierez, malé zakrivenie prúdu a ideálne hydrodynamické vlastnosti prúdiacej tekutiny. Ideálna hydrodynamická tekutina je taká ktorá prúdi bez strát energie. Splnením týchto podmienok zaistíme, že dráha tekutiny je daná dráhou potrubia. Stav prúdiacej tekutiny je definovaný nielen stavovými veličinami tlak – p (MPa), merný objem – v ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$), termodynamickou teplotou T – (K) ale aj rýchlosťou prúdenia.

Základnou vlastnosťou jednorozmerného prúdenia ideálnej neviskózne tekutiny je teoreticky rovnaký stav v každom bode kolmom na prierez prúdu. Skutočné prúdenie sa od ideálneho líši hlavne existenciou dotykových síl,

vznikajúcich vplyvom viskozity tekutiny, ktoré vzájomne ovplyvňujú rýchlosť prúdenia susedných častíc a vedú k deformácii rýchlostného profilu. [6]

Dôležitou vlastnosťou prúdenia je časová závislosť. Prúdenie, ktorého stav sa v jednom mieste nemení s časom a je teda závislý len na polohe pojednáva o ustálenom prúdení (stacionárne). Tento druh prúdenia je nevyhnutné dosiahnuť pri meraní tlakových strát na jednotlivých ventiloch v rozvádzacej kocke. Ak je stav závislý na čase jedná sa o prúdenie neustálené (nestacionárne). Pri niektorých ventiloch prúdi hydraulická kvapalina len v režime ACCEL a DECEL, jedná o nestacionárne prúdenie pretože dochádza k vyprázdňovaniu a plneniu tlakových zásobníkov nekonštantnými priebehmi, preto nie sme schopní v našich podmienkach zmerať tlakové straty na ventiloch. Na základe výsledkov pre ventily v režime SET RPM (stacionárne prúdenie), budeme predpokladať, že ak dôjde k potvrdeniu katalógových údajov od firmy Oil control, môžeme ich brať za relevantné a vychádzať s týmito údajmi.

Nahradením skutočného prúdenia za adiabatické môžeme za predpokladu, že nedochádza k zdieľaniu tepla s okolím, resp. teplo v tekutine sa neprivádza ani neodvádza. V našom prípade je prestup do okolia zanedbateľný vzhľadom k veľkým prietokom, takže ďalej sa s touto veličinou neuvažuje. A predpokladám že nedochádza k tepelným energetickým stratám a veličiny sa nemenia.

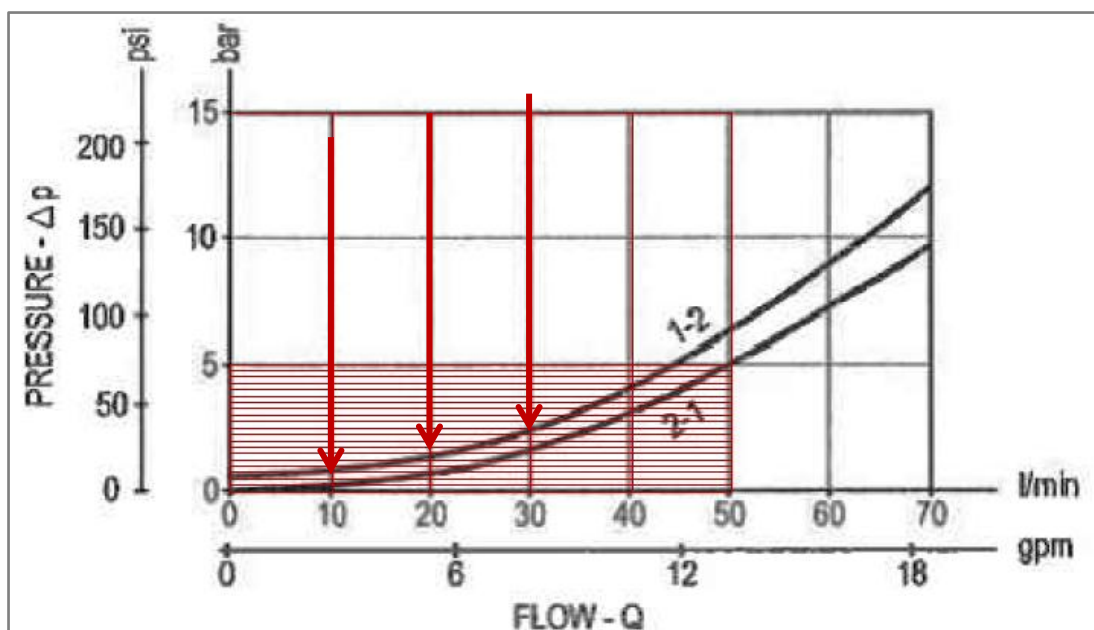
Ďalším postupom ako získať tlakové straty niektorých prvkov je experimentálny pokus priamo na vytipovaných výrobkoch. Väčšina výrobcov hydraulických komponentov, charakteristické veličiny udáva priamo v katalógových listoch a je možné potrebné hodnoty prevziať priamo odtiaľ.

4.6.1 Výpočet katalógových hodnôt pre straty ventilu typu VEI

Ako základný predpoklad pri výpočte hodnôt, uvažujem s údajmi výrobcu (Oil control) pre daný typ ventilu, jedná sa o katalógové údaje ventilu VEI-8A-10-NC/NA. Z katalógového listu bol prevzatý graf tlakových strát v závislosti na prietoku. Pre aplikáciu rozvádzacej kocky stendu, som zvolil tri pozorované miesta pre prietoky 10, 20, 30 l/min. Na základe týchto referenčných bodov budem porovnávať údaje z merania na reálnej kocke. Graf tlakových strát je rovnaký pre ventily v počiatočnom stave otvorené aj uzatvorené.

Katalógové straty som určil pre režimy DECEL, ACCEL a SET RPM, pretože sa jedná o stavy v ktorých na reálnej aplikácii na valci Ammann, môžeme rekuperáciou ušetriť energiu, takže je dôležité vedieť koľko energie je pohltenej v rozvádzacej kocke.

Vzhľadom k nízkej kvalite dostupných podkladov k ventilu VEI, som previedol úpravu v podobe zjemnenia rastru, aby som sa pri odčítaní hodnoty dopustil čo najmenšej chyby. Tlakové jednotky bar používané výrobcom, boli nahradené jednotkami SI – MPa.



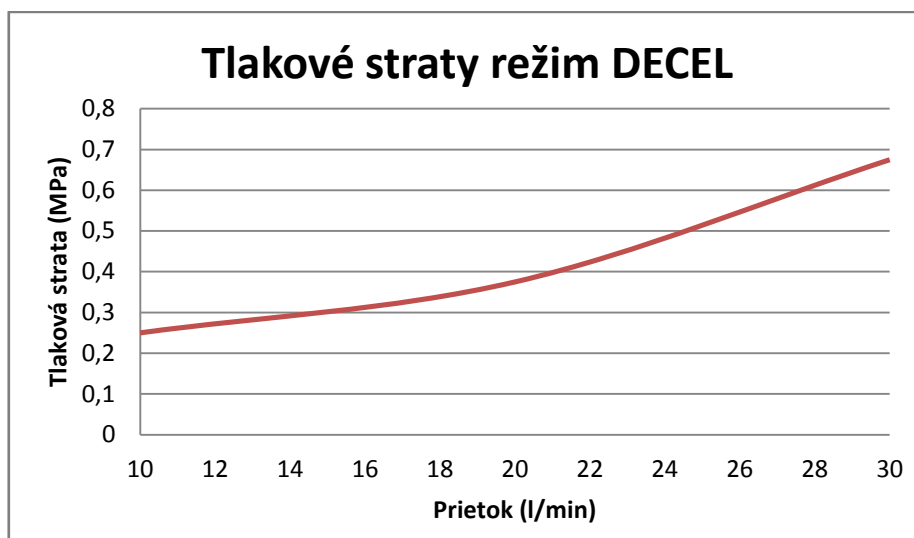
Graf 4.3 Tlakové straty pre ventil VEI-8A-10-NC/NA

4.6.1.1 Režim DECEL – katalógové straty

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V4,V5,V3, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1- vid'. schéma) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende. Taktiež úbytok tlaku nastáva v samotnej konštrukcii kocky – jednotlivých cestách, ale vo výpočte katalógových strát nie je s touto hodnotou uvažované, pretože je neznáma.

Tab. 3 Katalógové straty ventilov režim DECEL

Ventil	Označenie	Počiatočný stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V4	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	30	2-1	0,175
V3	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	30	1-2	0,25
V5	VEI-8A-10-NA	open	DECEL	30	1-2	0,25
SPOLU (30 l/min)						0,675 MPa
V4	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	20	2-1	0,075
V3	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	20	1-2	0,15
V5	VEI-8A-10-NA	open	DECEL	20	1-2	0,15
SPOLU (20 l/min)						0,375 MPa
V4	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	10	2-1	0,05
V3	VEI-8A-10-NC	closed	DECEL	10	1-2	0,1
V5	VEI-8A-10-NA	open	DECEL	10	1-2	0,1
SPOLU (10 l/min)						0,25 MPa



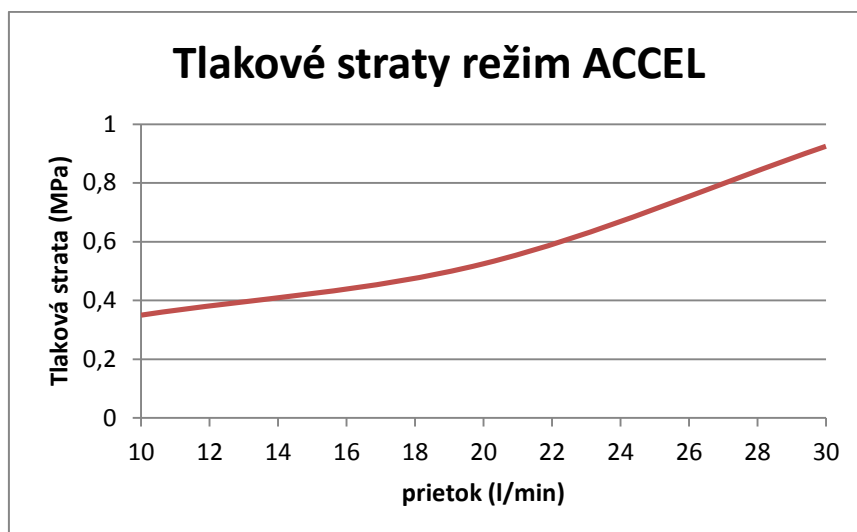
Graf 4.4 Tlakové straty režim DECEL

4.6.1.2 Režim ACCEL – katalógové straty

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V1,V2,V4,V6, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1- vid'. schéma) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende. Taktiež úbytok tlaku nastáva v samotnej konštrukcii kocky – jednotlivých cestách, ale vo výpočte katalógových strát nie je s touto hodnotou uvažované, pretože je neznáma.

Tab. 4 Katalógové straty ventilov režim ACCEL

Ventil	Označenie	Počiatkový stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (bar)
V1	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	30	1-2	0,25
V2	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	30	1-2	0,25
V4	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	30	1-2	0,25
V6	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	30	2-1	0,075
SPOLU (30 l/min)						0,925 bar
V1	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	20	1-2	0,15
V2	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	20	1-2	0,15
V4	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	20	1-2	0,15
V6	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	20	2-1	0,075
SPOLU (20 l/min)						0,525 bar
V1	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	10	1-2	0,1
V2	VEI-8A-10-NA	open	ACCEL	10	1-2	0,1
V4	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	10	1-2	0,1
V6	VEI-8A-10-NC	closed	ACCEL	10	2-1	0,05
SPOLU (10 l/min)						0,35 bar



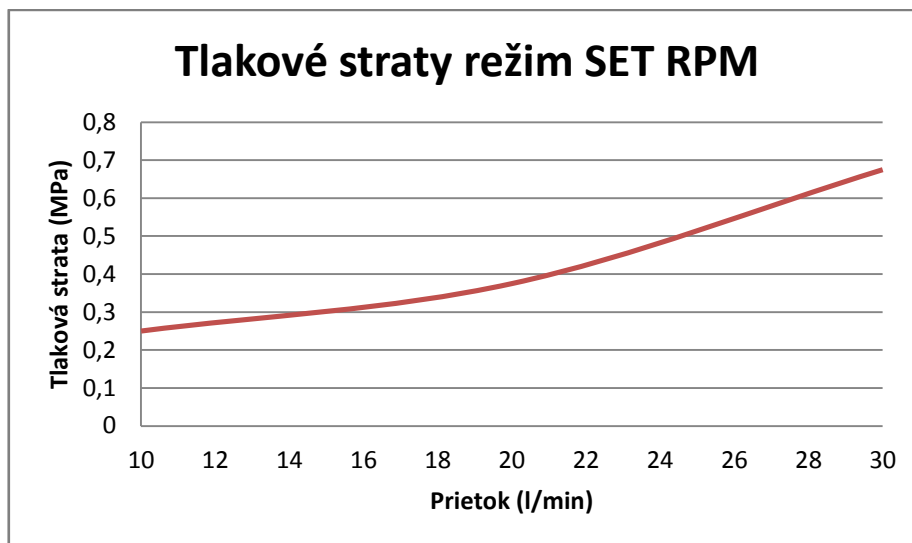
Graf 4.5 Tlakové straty režim ACCEL

4.6.1.3 Režim SET RPM – katalogové straty

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V1,V2,V5, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1 – vid'. schéma) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende. Taktiež je zanedbaný úbytok tlaku v rozvádzacej kocke.

Tab. 5 Katalógové straty ventilov režim SET RPM

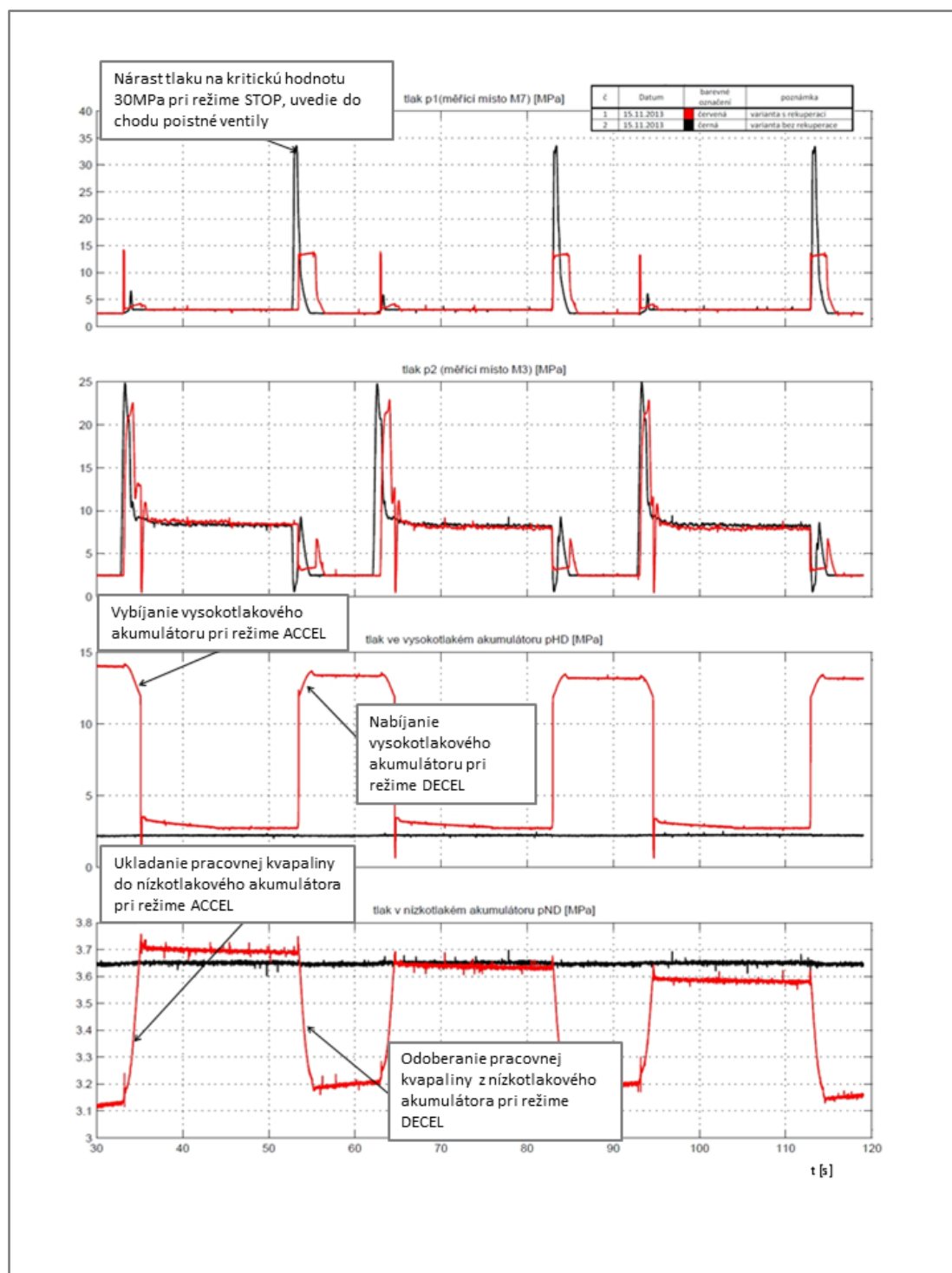
Ventil	Označenie	Počiatočný stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V1	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	30	2-1	0,175
V2	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	30	1-2	0,25
V5	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	30	1-2	0,25
SPOLU (30 l/min)						0,675 bar
V1	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	20	2-1	0,075
V2	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	20	1-2	0,15
V5	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	20	1-2	0,15
SPOLU (20 l/min)						0,375 bar
V1	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	10	2-1	0,05
V2	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	10	1-2	0,1
V5	VEI-8A-10-NA	open	SET RPM	10	1-2	0,1
SPOLU (10 l/min)						0,25 bar



Graf 4.6 Tlakové straty režim SET RPM

4.7 Výsledky získané pri experimentoch

Z doteraz prevedených experimentov na skúšobnom stende boli získané nasledujúce dáta, k vyhodnoteniu cyklickej rekuperácie systému. Z výsledkov vyplýva, že je nutná ďalšia optimalizácia systému a ladenie časovania jednotlivých ventilov. Uvedené dáta sú len jedným z mnohých experimentov prevedených na stende. Z meraní následne vyplynuli ďalšie možnosti časovania a optimalizácie systému za pomoci algoritmov a ďalšie možnosti pre zlepšenie pri návrhu aplikácie priamo na cieľový stroj AMMANN AP 240H.



Obr. 4-21 Výsledky cyklickej rekuperácie [16]



Účinnosť cyklickej rekuperácie je daná pomerom celkovej predanej energie zotrvačníku pri urýchľovaní a odobratej elektrické energie elektromotorom. Výpočet je prevádzaný po celú dobu cyklického chodu. (Vo výpočte nie je zahrnutá tlaková energia uložená vo vysokotlakovom akumulátore pred spustením cyklického chodu)

$$\eta = \frac{E_1}{E_2} = \frac{E_k}{E_{em}} = \frac{\int P_{E_k} \cdot dt}{\int P_{em} \cdot dt}$$

$$P_{E_k} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \frac{\omega^2}{d_t}$$

$$P_{E_k} < 0 \Rightarrow P_{E_k} = 0$$

Tab. 6 Prehľad účinností vypočítaných pri cyklickom chode [16]

Č.	DÁTUM	Účinnosť η	Farebné označenie	Poznámka
1	15.11.2013	22,23%	 červená	variant s rekuperáciou
2	15.11.2013	23,15%	 Černá	variant bez rekuperácie

-Výpočet účinnosti bol prevedený v software Matlab Simulink.

Pozn.: Z vypočítaných účinností je zrejmé, že meranie 1 je nevyhovujúce. Pri rekuperácii kinetickej energie nedošlo k žiadnemu ušetreniu elektrickej energie. Dôvodom je veľký odber elektrickej energie v okamžiku decelerácie. Tento zvýšený odber je spôsobený nastavením dlhej rampy prestavenia naklápanej dosky hydrogenerátoru. V dôsledku zlého nastavenia rampy hydrogenerátor čerpá pracovnú kvapalinu do poistných ventilov. Pokiaľ sa tento problém eliminuje, docielu sa značného zvýšenia účinnosti cyklického chodu. [13]

5 PNEUMATIKOVÝ VÁLEC AP 240 H

5

V ďalšej etape projektu, je nutné previesť doteraz získané dáta z meraní na stende na konkrétnu reálnu aplikáciu systému. Na základe experimentov, bolo možné vytvoriť návrh hydrostatického rekuperačného modulu v mierke 1:1. Tento prototypový rekuperačný modul bol inštalovaný priamo na pneumatikový valec, ktorý za cieľom skúšok funkčnosti a kvantifikácii úspor paliva bol prevezený do firmy Bosch Rexroth so sídlom v Brne. Jedná sa o koncepciu vychádzajúcu z hydraulickej schémy skúšobného stendu, modifikovanú o obojsmerný chod jednotlivých režimov a doplnenie o možnosť snímania niektorých ďalších veličín, ako tlak v pridaných ventiloch, prietok a otáčky spaľovacieho motoru. Prototyp rekuperačného systému je umiestnený na kryte vozidla pre jednoduchšiu manipuláciu a dostupnosť vzhľadom k nastaveniu jednotlivých komponent. (Obr. 5-1 za kabínou obsluhy)



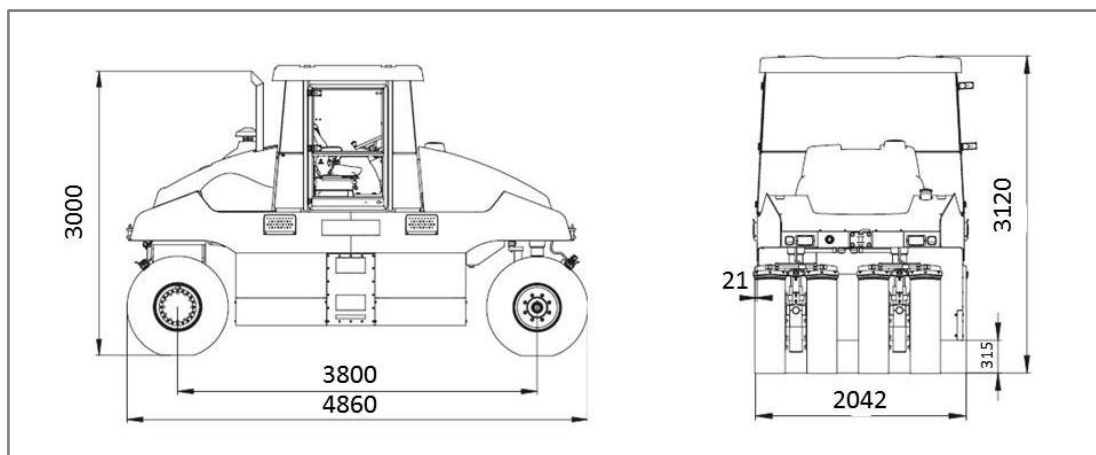
Obr. 5-1 Pneumatikový valec AP 240 H

5.1 Špecifikácia cieľového stroja – AP 240 H

5.1

AP 240 H je pneumatikový valec vhodný k finálnej úprave cestných povrchov, jedná sa o novú generáciu vozidiel od švajčiarskej firmy AMMANN. Konštrukcia sa vyznačuje modulárnym typom základného rámu na ktorom je situovaná pozícia obsluhy, miesto pre balastnú nádrž a motor. Pohon valca je realizovaný cez hydraulický okruh hnaný za pomoci dieselového motora - 4BT4.5-C99 o výkone 74 kW. Prvky hydrostatického okruhu sú dodávané firmou Bosch Rexroth, čo umožňuje jednoduchšiu aplikáciu prototypového rekuperačného zariadenia do už existujúceho obvodu.

Celková hmotnosť vozidla je 9350 kg s možnosťou dováženia celého stroja až na 24 000 kg. Pri skúškach úspory paliva, sa bude pracovať s nedováženým zariadením. Vonkajší rádius zatáčania je 10 550 mm na ľavú stranu a 9100 mm na pravú stranu. Maximálna prípustná rýchlosť vozidla je 19 km/h a pracovná rýchlosť je 3 km/h. Koncepcia vozidla umožňuje 20 hodín nepretržitej prevádzky stroja.



Obr. 5-2 Základné rozmery valca AP 240 H v mm

6 NÁVRHU KONŠTRUKČNÉHO RIEŠENIA VENTILOVÉHO BLOKU

6

Základným prvkom pri konštrukčnom návrhu ventilového bloku, je návrh správneho prepojenia jednotlivých kanálov. Pri chode stroja dochádza k šiestim rôznym prepojeniam na základe spínania hlavných ventilov. Návrh telesa bloku, musí zaručovať správny chod pri všetkých koncepciách.

Pracovné cykly valca je nutné stanoviť pred samotným návrhom hydraulického zariadenia, ktoré bude vložené do stávajúceho obvodu. Na základe získaných režimov smeru prúdenia, je možné definovať okrajové podmienky, pre výpočtovú analýzu tlakového rozloženia.

Návrhy hydraulickej schémy, bolo nutné overiť v súlade so smerom prúdenia hydraulického média v obvode pneumatikového valca. Overenie bolo verifikované v režime rozbehu a brzdenia valca (ACCEL 1, DECEL 1) a taktiež v týchto režimoch pri opačnom chode valca (jazdou smerom dozadu ACCEL 2, DECEL 2). Pretože sa jedná o dokončovací valec cestného povrchu tzv. „finišer“, nie je akceptovateľné, aby sa valec na konci svojej dráhy otáčal, ale len zmenil smer chodu – reverzácia. V prípade konštantnej rýchlosti chodu valca, kedy nedochádza k aktivácii rekuperačného systému, je možný režim voľného prietoku (FREE RUN), kedy médium prúdi rozvážzacou kockou, bez využitia možnosti ukladania energie.

K najvyšším tlakovým záťažiam ventilového bloku dochádza v stavoch rozbehu a brzdenia preto je v ďalších analýzách uvažované s týmito podmienkami ako vstupnými pre definíciu okrajových podmienok.

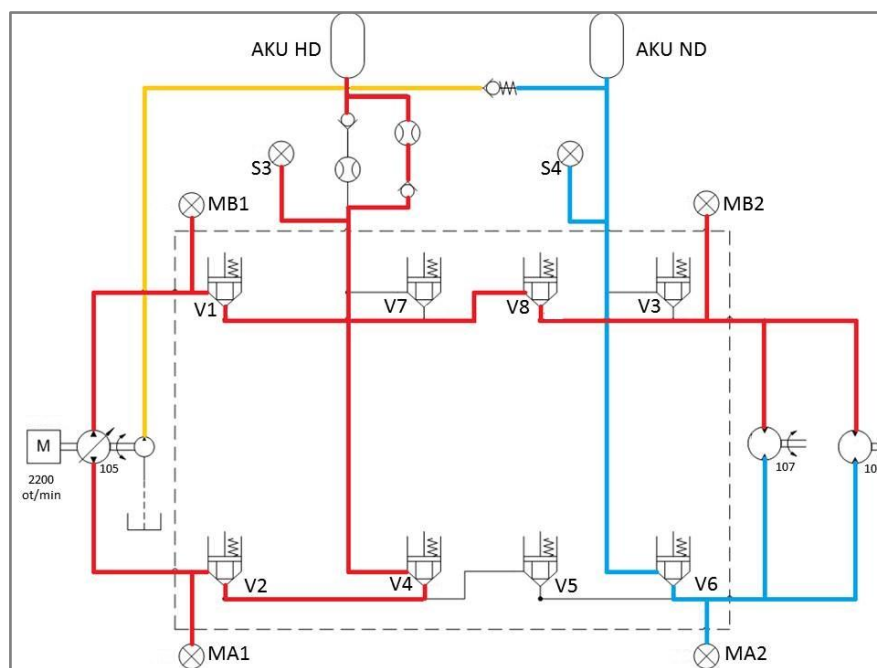
Obrátený tok hydraulickej kvapaliny vniesol výraznú zmenu zapojenia voči skúšobnému stendu, ktorý túto variantu neumožňuje. Jednotlivé režimy sú ďalej popísané v nasledujúcich kapitolách.

Finálny návrh bol podkladom pre tvorbu 3D modelu hydraulickej rozvážzacej kocky, ktorý slúžil k tvorbe výkresovej dokumentácie. Na základe navrhutej koncepcie bol firmou OCHI inžinýrig vyrobený funkčný prototyp ventilového bloku.

6.1 Režim rozbehu ACCEL 1 v normálnom chode (chod dopredu)

6.1

Režimom ACCEL 1 (Obr. 6-1) je stanovený rozjazd stroja až do konštantnej rýchlosti (FREE RUN). Za pomoci spaľovacieho dieselového motora s výkonom 74 kW, je hnaný hydraulický generátor typu A4VG/105. Generátor distribuuje energiu za pomoci kvapaliny do dvoch hydromotorov typu A10VM, umiestnené nad zadnými nápravami. Do stávajúceho okruhu je zaradený rekuperačný systém, prepojený cez ventilový blok, ktorý nám umožňuje zaradenie systému do pohonu valca. Správnym prepojením jednotlivých ventilov je možné do tlakovej vetvy (označená ako červená – high pressure), pre rozjazd stroja vniesť ušetrenú energiu z tlakového akumulátoru a znížiť energiu požadovanú od dieselového motora. Týmto procesom zaradeným v správnom čase rozjazdu je možné ušetriť spotrebované palivo.

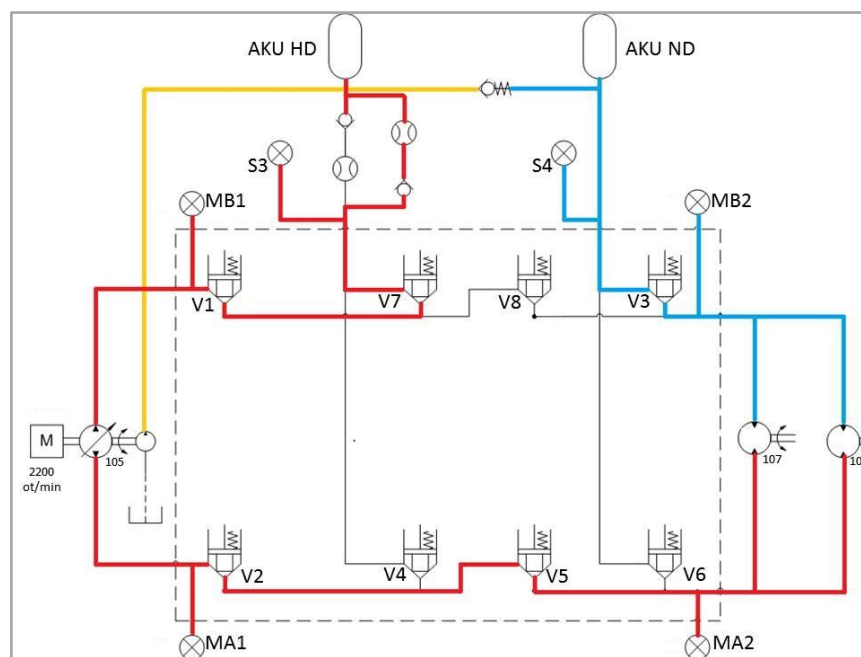


Obr. 6-1 Režim rozbehu v normálnom chode – ACCEL 1

Schéma, zobrazuje zjednodušenú variantu hydraulického prepojenia v režime rozbehu. V ľavej časti je hydrogenerátor v prepojení s dieselovým motorom. V pravej časti sú dva hydromotory, označené číslom 107, na jednotlivých nápravách valca. AKU HD - vysokotlakový akumulátor v tomto režime uvoľňuje uloženú energiu do obvodu, prúdením tlakovej kvapaliny cez hydrogenerátor do hydromotoru. Obvod sa uzatvára do nízkotlakového akumulátora – AKU ND, ktorý absorbuje „zvyšné“ hydraulické médium. Definovanie jednotlivých vstupov ventilového bloku, je vstupnými podkladmi k zadaniu okrajových podmienok pre pevnostnú analýzu.

6.2 Režim ACCEL 2 v reverznom chode (chod dozadu)

Pri rozbehu v reverznom chode (Obr. 6-2), dochádza k obdobnému prepojeniu jednotlivých vetiev. Rozdiel je len v tom, voči režimu ACCEL 1, že dochádza k opačnej orientácii smeru toku tlakovej kvapaliny, takže je nutné zvoliť inú kombináciu otvorenia / uzatvorenia ventilov, aby sa dosiahlo požadovaného smeru toku média.

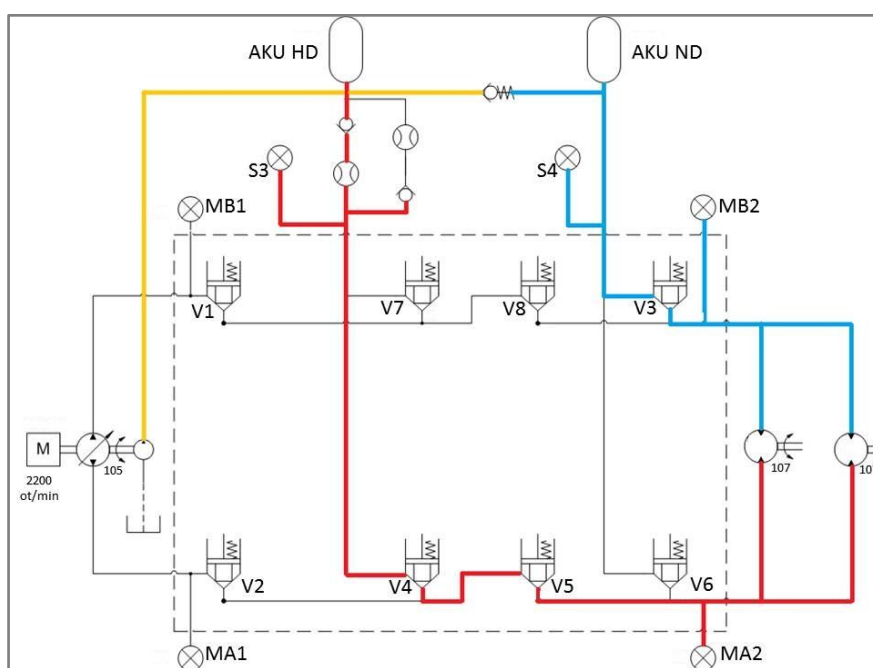


Obr. 6-2 Režim rozbehu v reverznom chode ACCEL 2

6.3 Režim DECEL 1 v normálnom chode (chod dopredu)

6.3

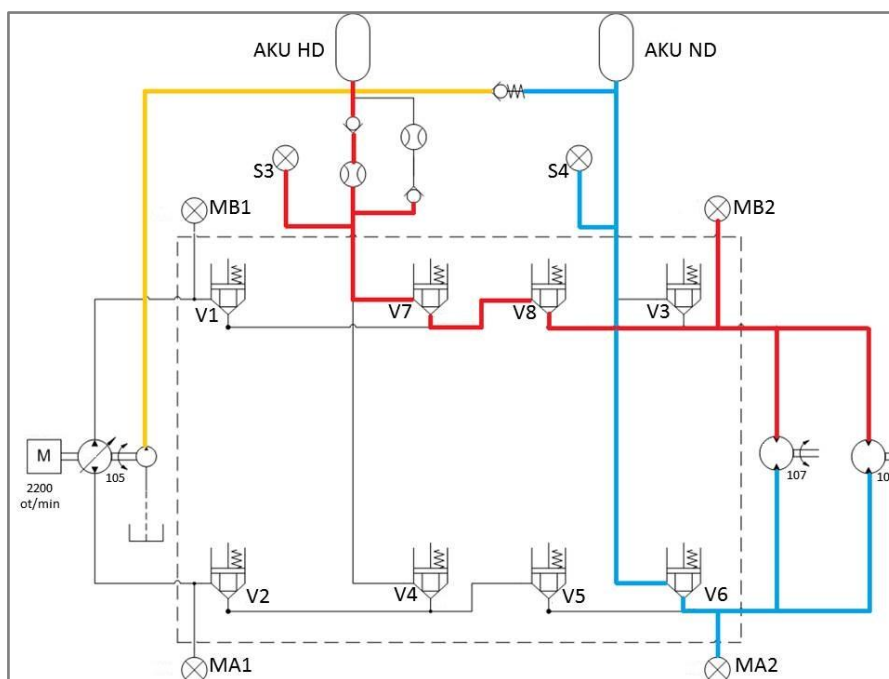
Režim DECEL 1 (Obr. 6-3) sa uplatní pri brzdení stroja. V tomto režime je do hydraulického okruhu zaradený vysokotlakový akumulátor, ktorý je schopný absorbovať určité množstvo energie, ktorá by bola inak marená v brzdnom systéme a uložiť ju pre neskoršie využitie k rozbehu. Presmerovanie toku média je realizované vo ventilovom, vhodným prepojením ventilov. Nastavením ventilov sa zaistí odpojenie hnacieho generátoru – HG a uzavretie okruhu medzi HM a akumulátormi.



Obr. 6-3 Režim brzdenia v normálnom chode DECEL 1

6.4 Režim DECEL 2 v reverznom chode (chod dozadu)

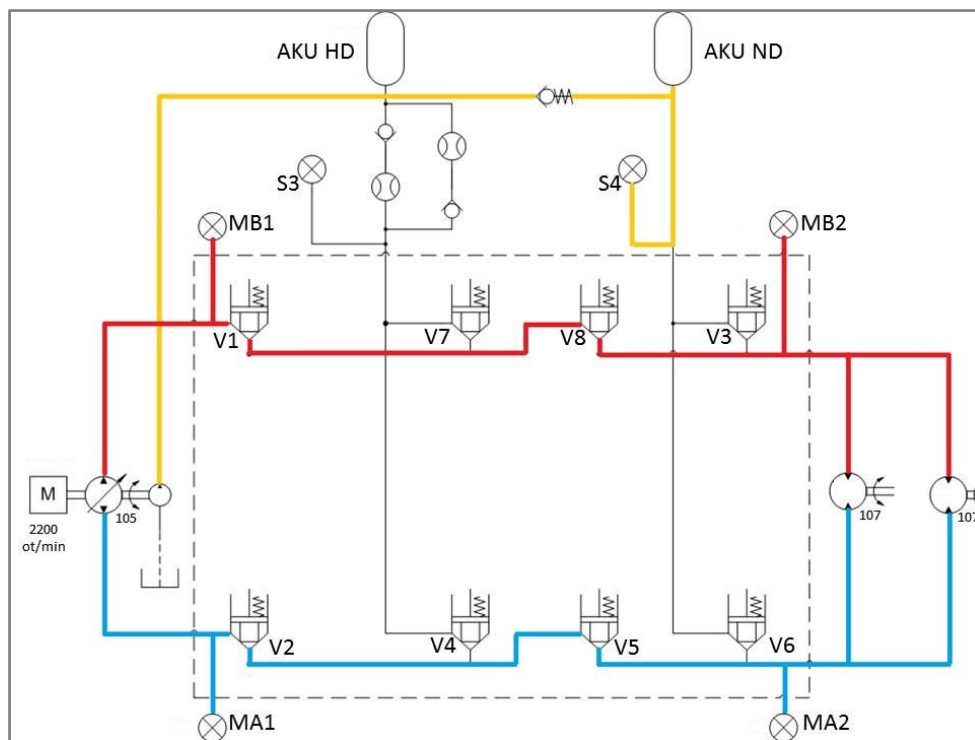
V reverznom chode režimu DECEL 1 (chod dozadu), je rozdiel v smere prúdenia hydraulického média a nastavení časovania a stavu otvorenia / zatvorenia jednotlivých ventilov. Princíp je zachytený na zjednodušenej schéme Obr.6-6.



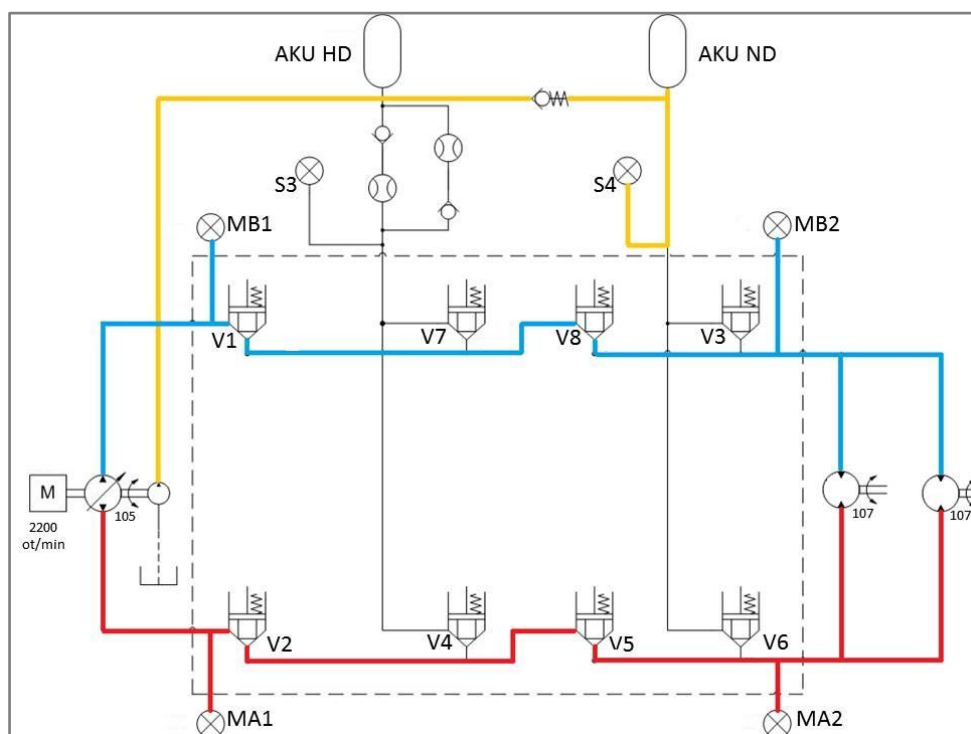
Obr. 6-4 Režim brzdenia v reverznom chode DECEL 2

6.5 Režim FREE RUN

Po ukončení režimov ACCEL 1,2 a DECEL 1,2 sa valec dostane z prechodových stavov, rozbehu a brzdenia do konštantného chodu definovaného ako FREE RUN (Obr. 6-5, Obr. 6-6). Nastavenia ventilov na rozvádzačkej kocke, sú v stave, kedy dovoľujú prietok tlakovej kvapaliny podľa nasledujúcich dvoch zjednodušených schém. Jedná sa o režimy v normálnom a reverznom chode. V reverznom chode (chod dozadu) dochádza k opačnému prietoku kvapaliny a zmene tlakových podmienok v obvode. Nedochádza k prepojeniu uzatvoreného okruhu s akumulátormi, ale prepojenie je priame z HG na HM, ako pri zapojení bez využitia rekuperačného systému.



Obr. 6-5 Režim FREE RUN v normálnom chode tok kvapaliny po smere hodinových ručičiek



Obr. 6-6 Režim FREE RUN v reverznom chode tok kvapaliny proti smeru hodinových ručičiek

6.6 Výber jednotlivých hydraulických prvkov pre ventilový blok

Jedným z podstatných problémov, ktorými som sa pri návrhu ventilového bloku zaoberal bol výber jednotlivých hydraulických prvkov, ktoré by splňovali požadovanú funkciu v jednotlivých režimoch chodu valca. Pri výbere som do veľkej miery bral ohľad na hydraulické straty, ktoré pri značne veľkých tlakoch a rýchlostiach prúdenia, môžu do významnej miery ovplyvniť množstvo rekuperovanej energie. Tlakové straty boli jedným z rozhodujúcich faktorov, aj za cenu že vybrané hydraulické prvky, sú do značnej miery predimenzované z hľadiska maximálnych tlakov a prietoku.

Vzhľadom k tomu, že sa jedná o testovaciu vzorku, na ktorej budú prebiehať merania a analýza množstva rekuperovanej energie, sú do telesa ventilového bloku umiestnené meracie vstupy pre pripojenie tlakových snímačov. Výsledky merania tlakových strát, budú dôležitými poznatkami pre ďalšiu optimalizáciu systému, časovanie ventilov a prípadne úpravu konštrukcie telesa ventilového bloku.

Podkladový model pre výrobu a konštrukčné modely hydraulických prvkov boli vytvorené vo vývojovom prostredí Autodesk Inventor Professional 2013.

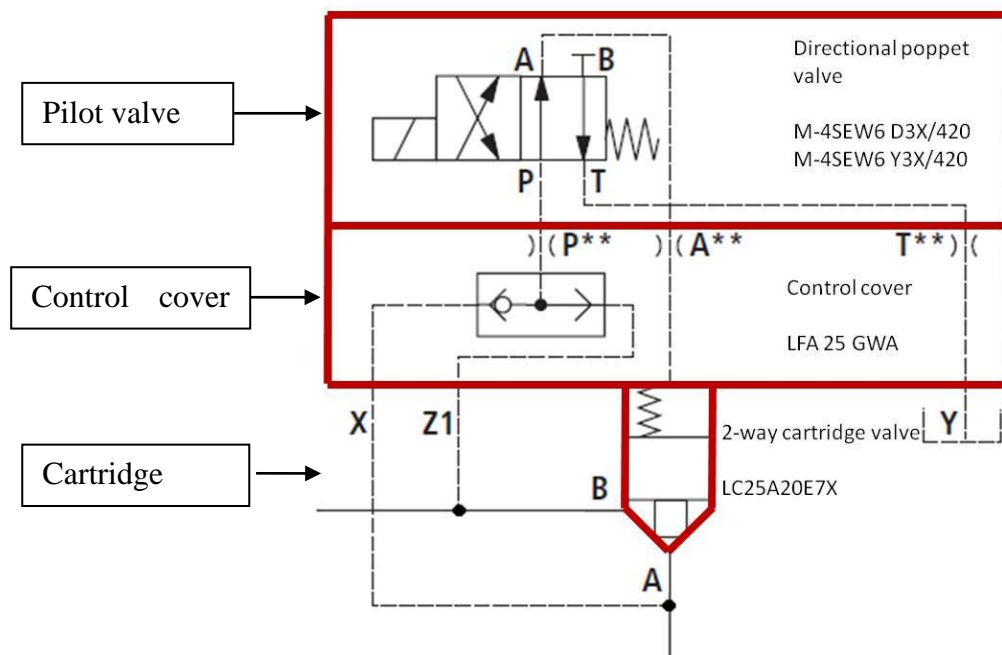
6.6.1 Vstavaný logický ventil typu LFA 25 GWA -7X



Obr. 6-7 Vstavaný logický ventil typu LFA 25 GWA-7X

Dvojcestné vstavané ventily sú navrhnuté ako prvky pre vloženie do kompaktných blokov. Silová časť s portami A1 a B1 je zastavaná v montážnej dutine bloku (2-way cartridge valve), ktorý je štandardizovaný podľa DIN ISO 7368. Ventil je utesnený a ovládaný za pomoci krytu (Control cover). Kryt je umiestnený na povrchu rozvádzacej kocky a obsahuje cesty pre vedenie riadiaceho tlaku, regulované obmedzovacími tryskami a výberový ventil prírodného tlaku. V našom prípade kryt slúži zároveň k prepojeniu riadiacej časti (Pilot valve) a silovej výkonnej časti (Cartridge valve). Pilotná časť je umiestnená na kryte (Control cover). Za pomoci elektromagnetických cievok ventilov je rozvádzaný tlak podľa požiadavky v dvoch režimoch. Počiatočná pozícia ventilu je predurčená konštrukciou ventilu a z katalógov firmy Bosch Rexroth je možné si zvoliť

počiatočný stav podľa potreby otvorený / uzatvorený (normally open / normally closed).

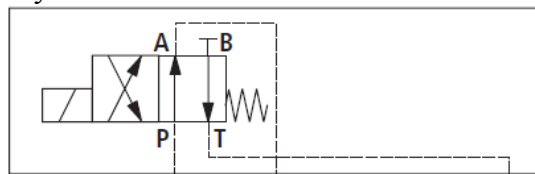


Obr. 6-8 Schéma vstavaného ventilu LFA

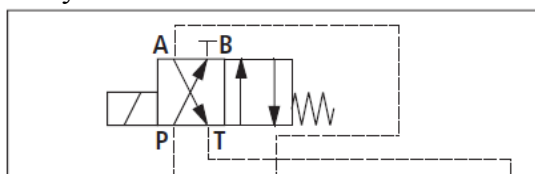
6.6.1.1 Analýza funkcie ventilu

Pilotný ventil

Režim 1 – stav otvorený - OPEN

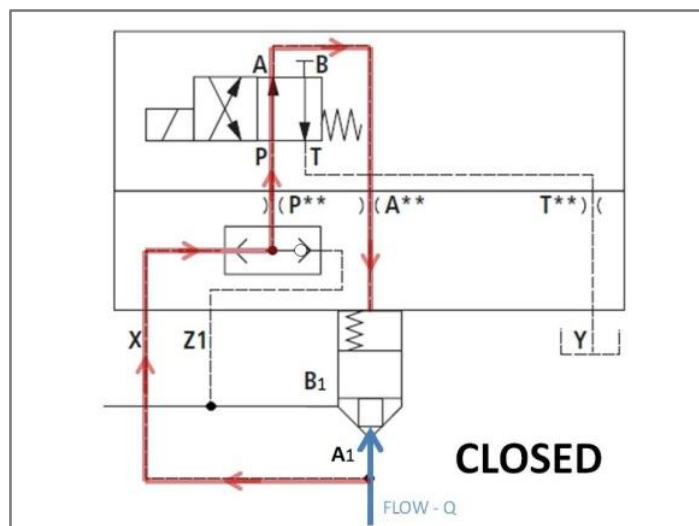


Režim 2 – stav uzatvorený - CLOSED



Popis jednotlivých zapojení vzhľadom k smeru prietoku

Zapojenie v režime CLOSED pre prietok zo vstupu (portu) A1

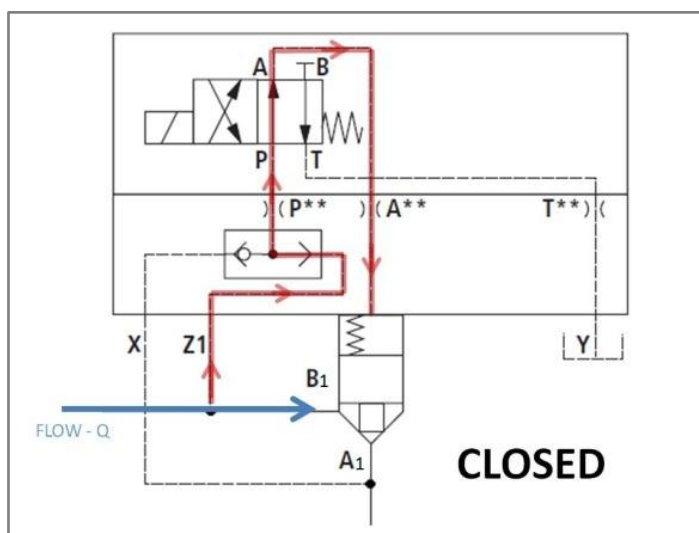


Obr. 6-9 Režim closed pre tok z portu A

Priebeh:

Prívodný tlak do riadiacich vetiev ventilu je odvodený od silovej vetvy A1. Cez port X je do control cover privádzaný riadiaci tlak, ktorý následne prechádza cez výberový ventil. Jednosmerným ventilom je zabezpečené, že tlak je smerovaný do pilotného ventilu v režime 1, odkiaľ je vedený na vstavaný ventil a riadiacim tlakom ho uzatvára.

Zapojenie v režime CLOSED pre prietok z B1

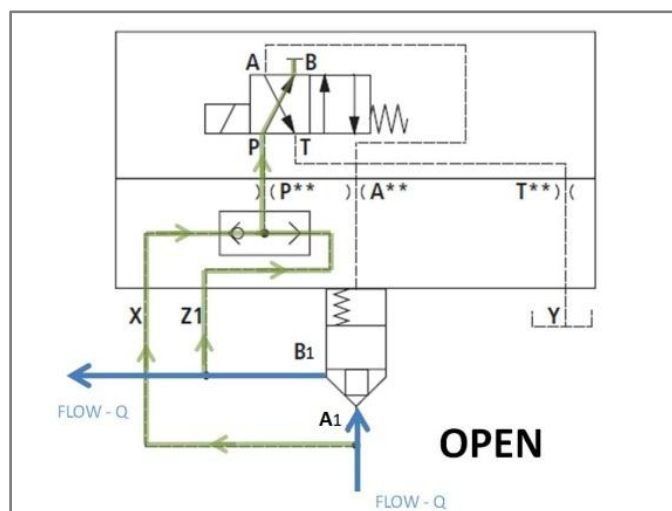


Obr. 6-10 Režim closed pre tok z portu B

Priebeh:

Prívodný tlak do riadiacich vetiev ventilu je odvodený od silovej vetvy B1. Cez port Z1 je do control cover privádzaný tlak, ktorý následne prechádza cez výberový ventil. Jednosmerným ventilom je zabezpečené, že tlak je smerovaný do pilotného ventilu v režime 1, odkiaľ je vedený na cartridge valve a riadiacim tlakom ho uzatvára.

Zapojenie v režime OPEN pre prietok z A1→B1



Obr. 6-11 Režim open pre tok z A do B

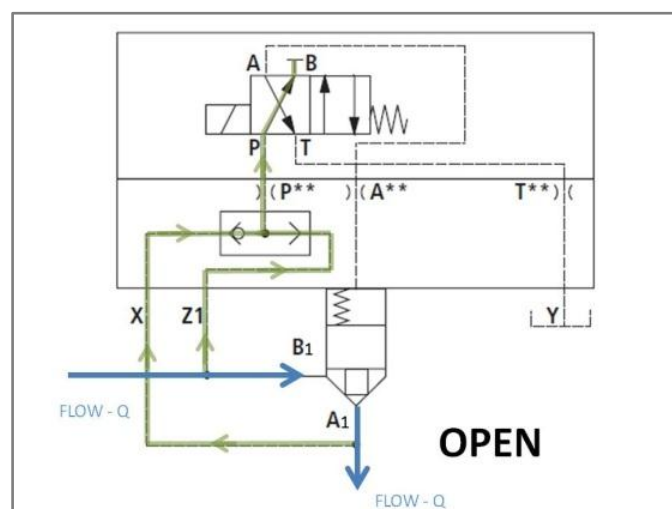
Priebeh:

Prívodný tlak do riadiacich vetiev ventilu je odvodený od silovej vetvy A1 . Odtiaľ je vedený do výberového ventilu kde, je porovnávaný a prepúšťaný do pilotného ventilu v režime 2. Tlak je odklonený do slepej vetvy, čím sa na vstavaný ventil, žiadny riadiaci tlak nedostáva a zostáva v režime otvorený.

Poznámka:

veľkosť riadiacich tlakov z vetvy A1 a B1 nie je rozhodujúca oba tlaky sú odvedené do slepej vetvy.

Zapojenie v režime OPEN pre prietok z B1→A1



Obr. 6-12 Režim open pre tok z B do A

Priebeh:

Prívodný tlak do riadiacich vetiev ventilu je odvodený od silovej vetvy B1. Odtiaľ je vedený do výberového ventilu kde, je porovnávaný a prepúšťaný do

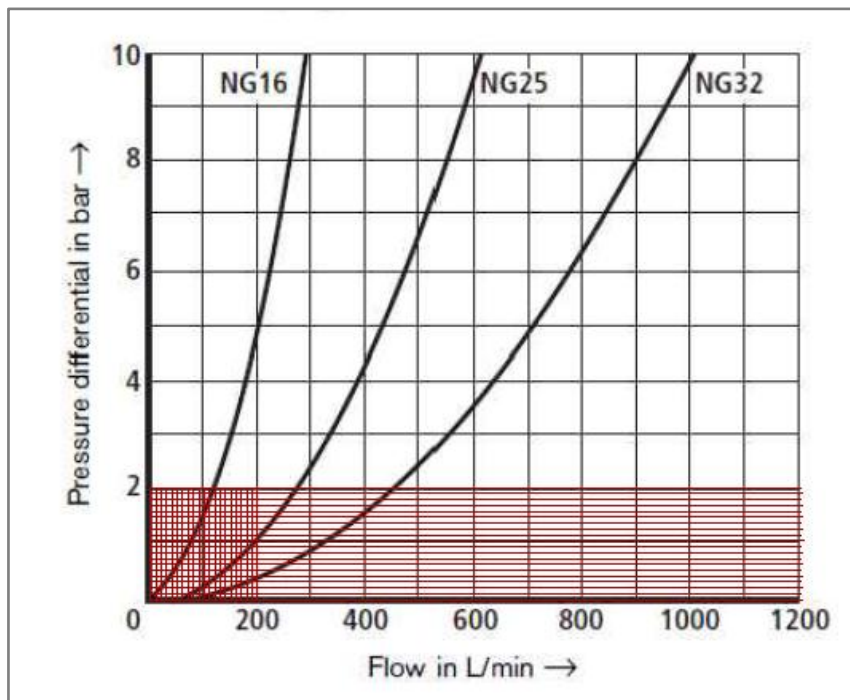
pilotného ventilu v režime 2. Tlak je odklonený do slepej vetvy, čím sa na cartridge valve, žiadny riadiaci tlak nedostáva a zostáva v režime open.

Poznámka:

veľkosť riadiacich tlakov z vetvy A1 a B1 nie je rozhodujúca oba tlaky sú odvedené do slepej vetvy.

6.6.1.2 Analýza tlakových strát ventilu v jednotlivých režimoch chodu

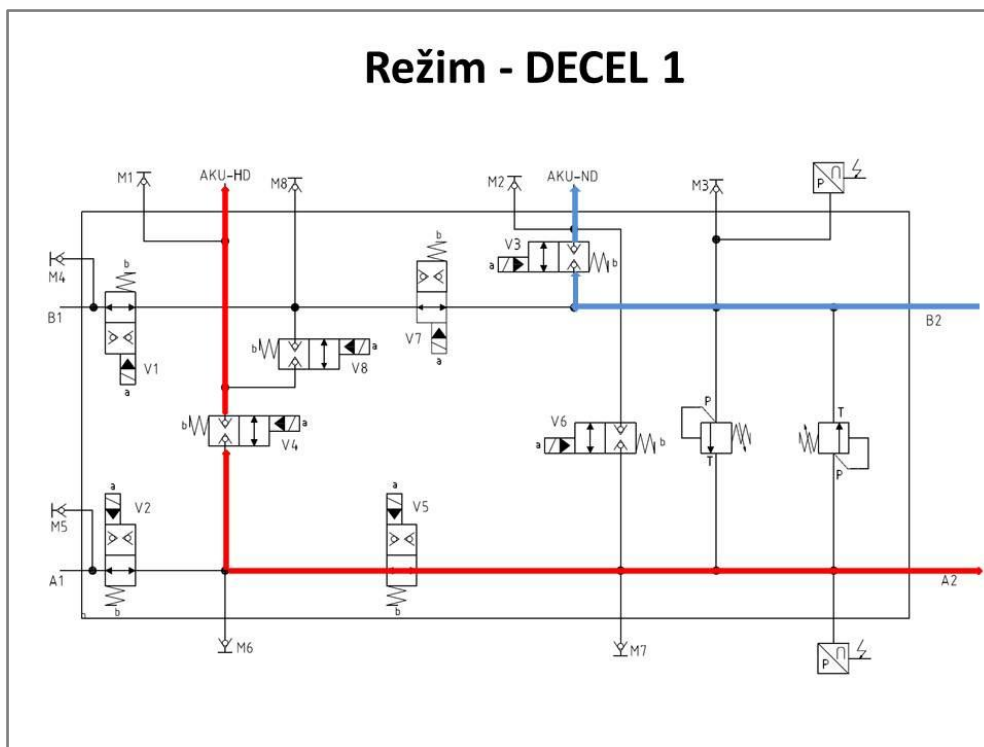
Pri zvolenom type cartridge ventilu LC 25DB10D70, veľkosť NG25, bola na základe dostupných katalógových údajov prevedená analýza tlakových strát v jednotlivých režimoch. Zo získaných výsledkov, bude vyhodnotená vhodnosť použitia daného ventilu pre túto aplikáciu. Vyhodnotenie tlakových strát, je stanovené pre dva typy ventilov. Prvý je v kľudovom stave zatvorený, tlak k prekonaniu predpätia je na základe informácie z katalógu 1 bar. Druhý zvolený typ ventilu v princípe rovnaký, rozdiel je akurát v kľudovom stave, kde je otvorený. Pre odpočet hodnoty tlakových strát, bola použitá závislosť tlakovej straty na prietoku kvapaliny, ktorú udáva výrobca ventilu.



Obr. 6-13 Tlakové straty - ventil LC25DR10D70

6.6.1.3 Režim v normálnom chode brzdenia – DECEL 1

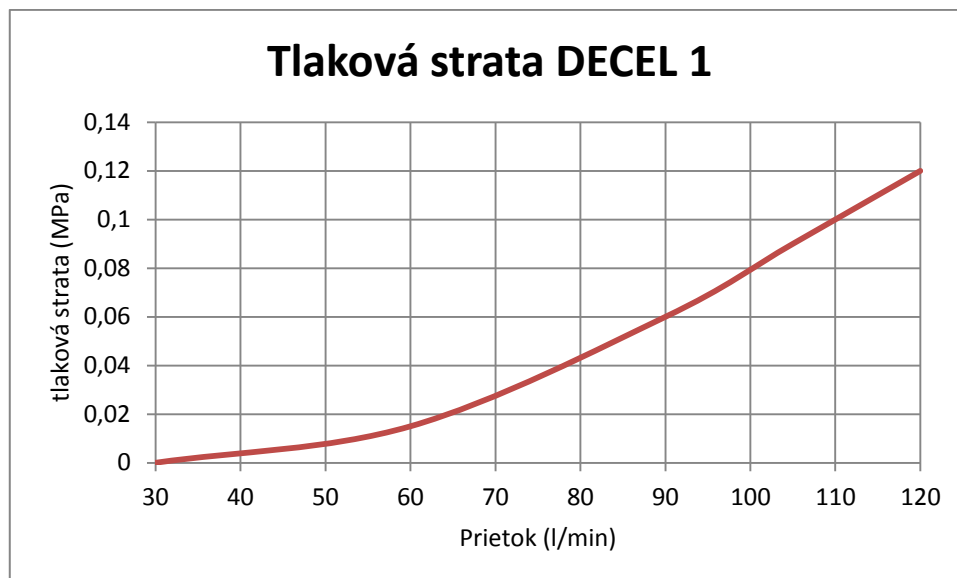
V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V3,V4,V5, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1) a zvolenom smere toku kvapaliny v stende.



Obr. 6-14 Priebeh režimu DECEL 1

Tab. 7 Výpočet strát ventilu- režim DECEL 1

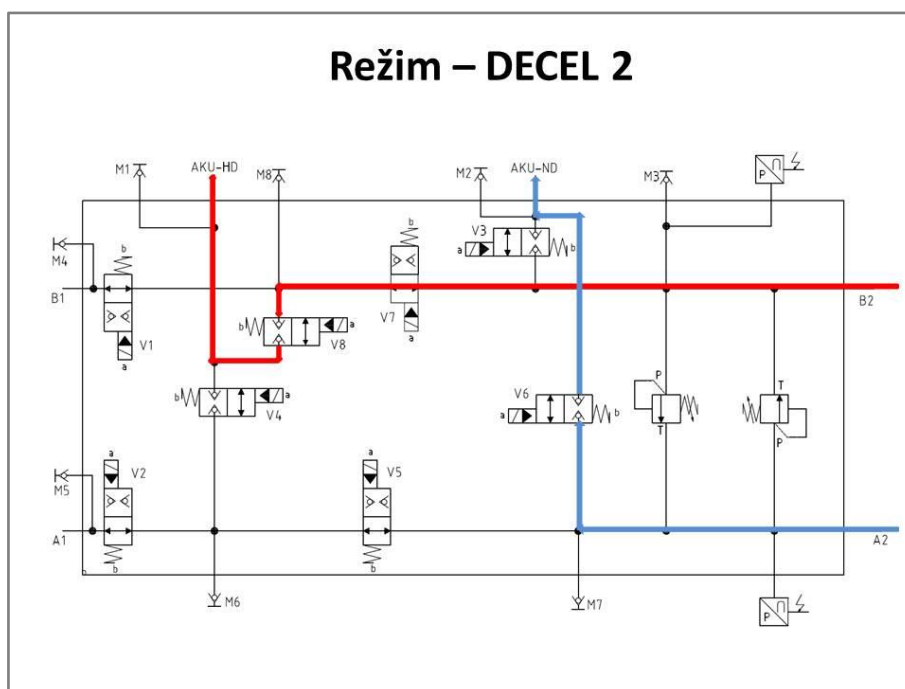
Ventil	Označenie	Počiatkový stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V3	LC 25DB10D70	closed	DECEL	30	1-2	0
V4	LC 25DB10D70	closed	DECEL	30	2-1	0
V5	LC 25DR10D70	open	DECEL	30	1-2	0
SPOLU (30 l/min):						0 MPa
V3	LC 25DB10D70	closed	DECEL	60	1-2	0,005
V4	LC 25DB10D70	closed	DECEL	60	2-1	0,005
V5	LC 25DR10D70	open	DECEL	60	1-2	0,005
SPOLU (60 l/min):						0,015 MPa
V3	LC 25DB10D70	closed	DECEL	90	1-2	0,02
V4	LC 25DB10D70	closed	DECEL	90	2-1	0,02
V5	LC 25DR10D70	open	DECEL	90	1-2	0,02
SPOLU (90 l/min):						0,06 MPa
V3	LC 25DB10D70	closed	DECEL	105	1-2	0,03
V4	LC 25DB10D70	closed	DECEL	105	2-1	0,03
V5	LC 25DR10D70	open	DECEL	105	1-2	0,03
SPOLU (105 l/min):						0,09 MPa
V3	LC 25DB10D70	closed	DECEL	120	1-2	0,04
V4	LC 25DB10D70	closed	DECEL	120	2-1	0,04
V5	LC 25DR10D70	open	DECEL	120	1-2	0,04
SPOLU (120 l/min):						0,12 MPa



Obr. 6-15 Tlakové straty DECEL 1

6.6.1.4 Režim v reverznom chode brzdenia – DECEL 2

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V6,V7,V8, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende.



Obr. 6-16 Priebeh režimu DECEL 2

Tab. 8 Výpočet strát ventilu - režim DECEL 2

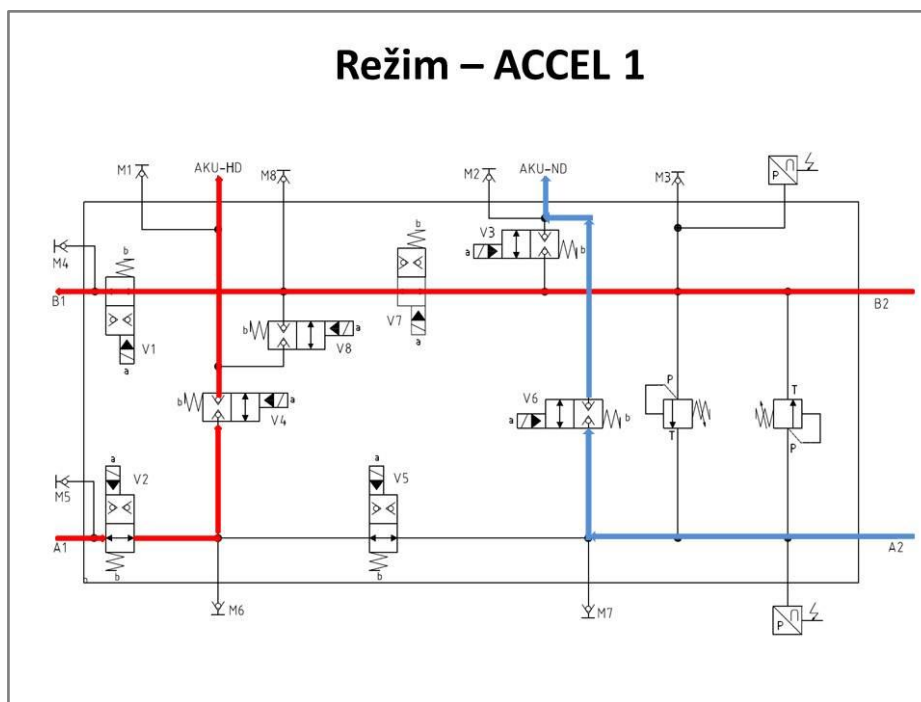
Ventil	Označenie	Počiatkový stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V6	0	closed	DECEL reverse	30	1-2	0
V7	0	open	DECEL reverse	30	1-2 (2-1)	0
V8	0	closed	DECEL reverse	30	1-2 (2-1)	0
SPOLU (30 l/min)						0 MPa
V6	0,05	closed	DECEL reverse	60	1-2	0,005
V7	0,05	open	DECEL reverse	60	1-2 (2-1)	0,005
V8	0,05	closed	DECEL reverse	60	1-2 (2-1)	0,005
SPOLU (60 l/min)						0,015 MPa
V6	0,2	closed	DECEL reverse	90	1-2	0,02
V7	0,2	open	DECEL reverse	90	1-2 (2-1)	0,02
V8	0,2	closed	DECEL reverse	90	1-2 (2-1)	0,02
SPOLU (90 l/min)						0,06 MPa
V6	0,3	closed	DECEL reverse	105	1-2	0,03
V7	0,3	open	DECEL reverse	105	1-2 (2-1)	0,03
V8	0,3	closed	DECEL reverse	105	1-2 (2-1)	0,03
SPOLU (105 l/min)						0,09 MPa
V6	0,4	closed	DECEL reverse	120	1-2	0,04
V7	0,4	open	DECEL reverse	120	1-2 (2-1)	0,04
V8	0,4	closed	DECEL reverse	120	1-2 (2-1)	0,04
SPOLU (120 l/min)						0,12 MPa



Obr. 6-17 Tlakové straty DECEL 2

6.6.1.5 Režim v normálnom chode zrýchlenia – ACCEL 1

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V1,V2,V4,V6,V7, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende. Taktiež úbytok tlaku nastáva v samotnej konštrukcii kocky – jednotlivých cestách.

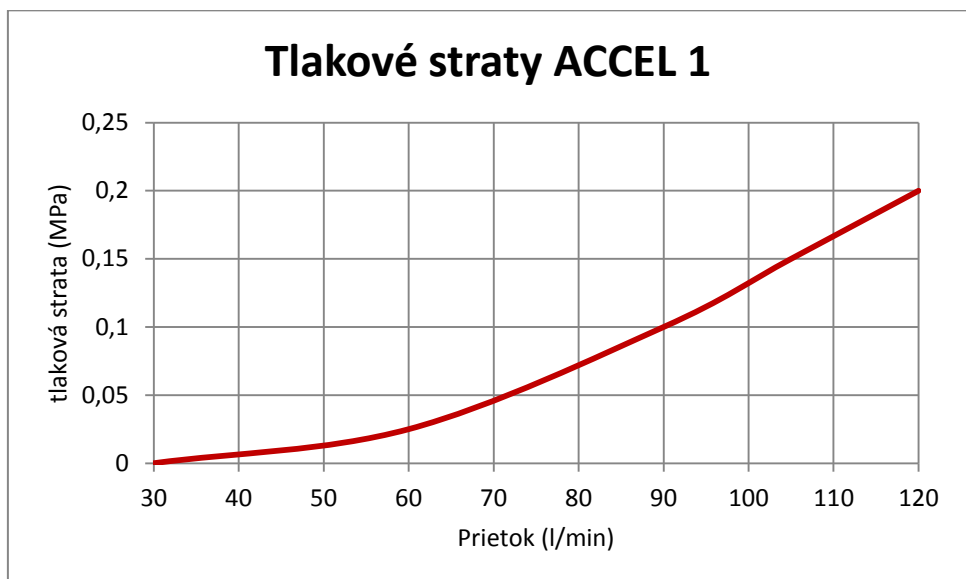


Obr. 6-18 Priebek režimu ACCEL 1

Tab. 9 Výpočet strát ventilu – režim ACCEL 1

Ventil	Označenie	Počiatkový stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL	30	2-1	0
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL	30	1-2	0
V4	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	30	1-2	0
V6	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	30	2-1	0
V7	LC 25DR10D70	open	ACCEL	30	1-2 (2-1)	0
SPOLU (30 l/min)						0 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL	60	2-1	0,005
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL	60	1-2	0,005
V4	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	60	1-2	0,005
V6	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	60	2-1	0,005
V7	LC 25DR10D70	open	ACCEL	60	1-2 (2-1)	0,005
SPOLU (60 l/min)						0,025 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL	90	2-1	0,02
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL	90	1-2	0,02
V4	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	90	1-2	0,02
V6	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	90	2-1	0,02
V7	LC 25DR10D70	open	ACCEL	90	1-2 (2-1)	0,02
SPOLU (90 l/min)						0,1 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL	105	2-1	0,03
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL	105	1-2	0,03
V4	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	105	1-2	0,03
V6	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	105	2-1	0,03
V7	LC 25DR10D70	open	ACCEL	105	1-2 (2-1)	0,03

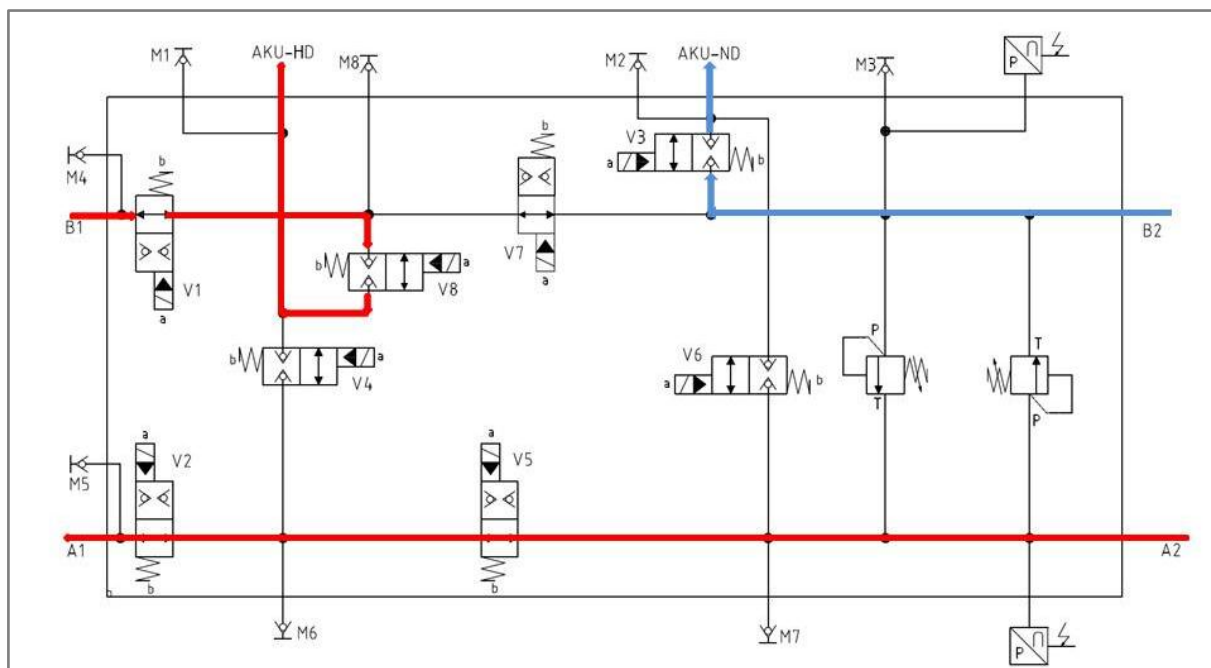
SPOLU (105 l/min)						0,15 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL	120	2-1	0,04
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL	120	1-2	0,04
V4	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	120	1-2	0,04
V6	LC 25DB10D70	closed	ACCEL	120	2-1	0,04
V7	LC 25DR10D70	open	ACCEL	120	1-2 (2-1)	0,04
SPOLU (120 l/min)						0,2 MPa



Obr. 6-19 Tlakové straty ACCEL 1

6.6.1.6 Režim v reverznom chode zrýchlenia – ACCEL 2

V tomto režime prechádza hydraulická kvapalina ventilmi V1,V2,V3,V5,V8, k tlakovým stratám dochádza pri jednotlivých prietokoch ventilom v závislosti na smere prúdenia (cesta 1-2, 2-1) a zvolenom prietoku kvapaliny v stende. Taktiež úbytok tlaku nastáva v samotnej konštrukcii kocky – jednotlivých cestách.

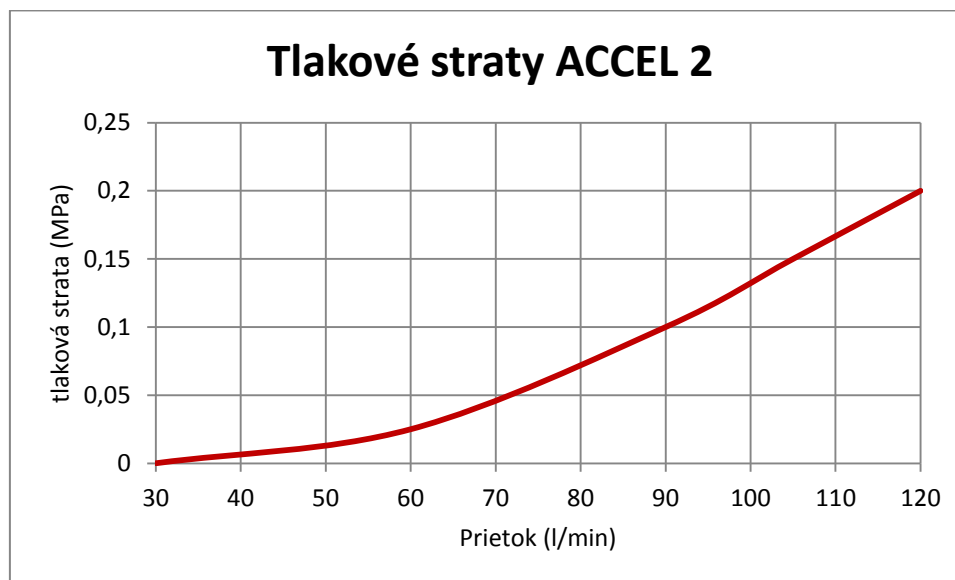


Obr. 6-20 Priebeh režimu ACCEL 2

Tab. 10 Výpočet strát ventilu – režim ACCEL 2

Ventil	Označenie	Počiatkový stav	Režim	Prietok (l/min)	Smer prúdenia	Tlaková strata (MPa)
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	30	1-2	0
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	30	2-1	0
V3	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	30	2-1	0
V5	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	30	2-1	0
V8	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	30	1-2 (2-1)	0
SPOLU (30 l/min)						0 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	60	1-2	0,005
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	60	2-1	0,005
V3	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	60	2-1	0,005
V5	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	60	2-1	0,005
V8	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	60	1-2 (2-1)	0,005
SPOLU (60 l/min)						0,025 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	90	1-2	0,02
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	90	2-1	0,02
V3	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	90	2-1	0,02
V5	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	90	2-1	0,02
V8	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	90	1-2 (2-1)	0,02
SPOLU (90 l/min)						0,1 MPa
V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	105	1-2	0,03
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	105	2-1	0,03
V3	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	105	2-1	0,03
V5	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	105	2-1	0,03
V8	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	105	1-2 (2-1)	0,03
SPOLU (105 l/min)						0,15 MPa

V1	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	120	1-2	0,04
V2	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	120	2-1	0,04
V3	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	120	2-1	0,04
V5	LC 25DR10D70	open	ACCEL reverse	120	2-1	0,04
V8	LC 25DB10D70	closed	ACCEL reverse	120	1-2 (2-1)	0,04
SPOLU (120 l/min)						0,2 MPa



Obr. 6-21 Tlakové straty ACCEL 2

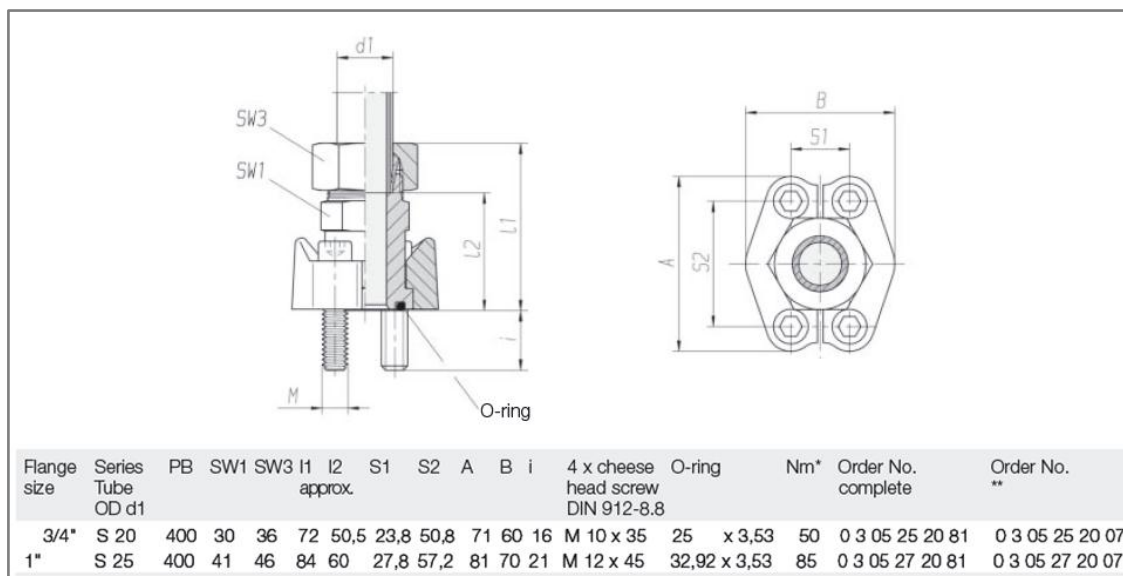
Na základe predpokladu najvyšších tlakových strát v jednotlivých režimoch zrýchlenia a brzdenia (ACCEL 1,2 a DECEL 1,2), nebol analyzovaný funkčný stav za konštantného chodu pneumatikového valca. K tomuto záveru som dospel na základe predpokladu, že počas chodu – FREE RUN, preteká médium najmenším počtom ventilov, čo znamená že tlakové straty výrazne poklesnú.

6.6.2 Pripojovacie príruby

Na základe odporúčania firmy Bosch Rexroth, boli použité pripojovacie príruby na jednotlivé vstupy a výstupy od firmy VOSS Automotive GmbH. Táto firma je jedným z popredných dodávateľov pripojovacích komponentov pre hydraulické zariadenia. Taktiež ďalšou výhodou, je že firma je dodávateľom prírub aj pre cieľový stroj AMMANN AP24H, preto nedôjde k problémom s kompatibilitou pripojenia skúšobného zariadenia do stávajúceho obvodu valca.

Z výkresovej dokumentácie hydraulických rozvodov valca AP 240H, je prebraný priemer vstupných a výstupných otvorov o veľkosti S 25, aby mohol byť systém bez komplikácií zaradený do súčasného obvodu.

Na základe údajov doporučených výrobcom akumulátorov a po konzultácii s technikmi od firmy Bosch Rexroth, ako pripojovací priemer príruby pre nízkotlakový a vysokotlakový akumulátor bola zvolená príruha o veľkosti S 20.



Flange size	Series Tube OD d1	PB	SW1	SW3	I1	I2 approx.	S1	S2	A	B	i	4 x cheese head screw DIN 912-8.8	O-ring	Nm*	Order No. complete	Order No. **
3/4"	S 20	400	30	36	72	50,5	23,8	50,8	71	60	16	M 10 x 35	25 x 3,53	50	0 3 05 25 20 81	0 3 05 25 20 07
1"	S 25	400	41	46	84	60	27,8	57,2	81	70	21	M 12 x 45	32,92 x 3,53	85	0 3 05 27 20 81	0 3 05 27 20 07

Obr. 6-22 Výber príruby z katalógu - firma VOSS

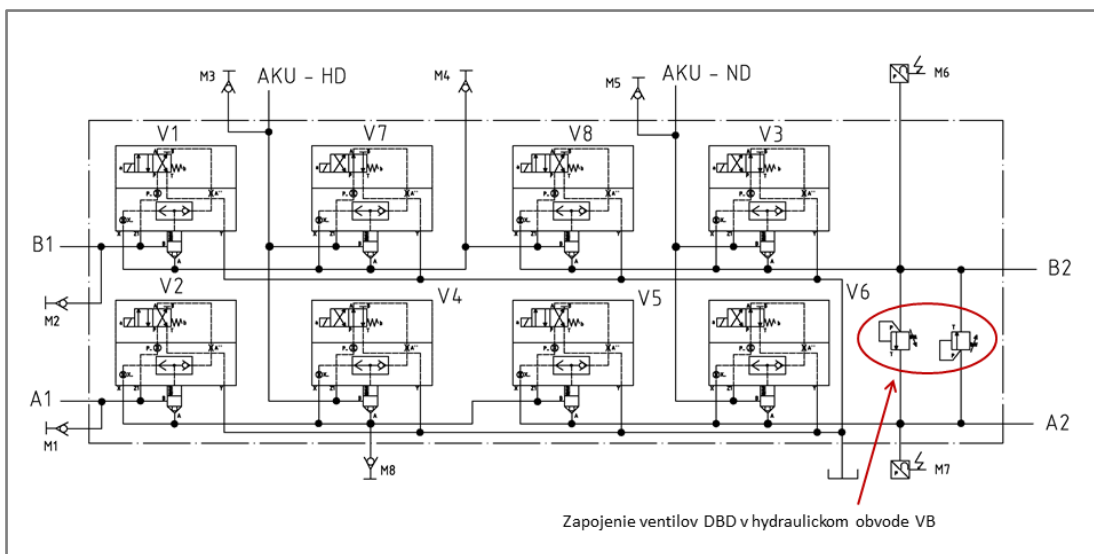
6.6.3 Poistné tlakové ventily

Z hľadiska požiadavku splnenia bezpečnosti systému, je nutné do obvodu zaradiť poistné tlakové ventily. Vhodným prvkom, z ponuky firmy Bosch Rexroth je tlakový ventil typu DBD (Obr. 6-23), priamo riadený ktorý svojou konštrukciou a podmienkami činnosti splňuje požiadavky potrebné pre ochranu systému pred preťažením.

Úlohou poistného ventilu, je pri preťažení systému, to znamená pri náraste tlaku nad určitú medzu, definovanú nastavením ventilu, prepustiť prebytočné médium do hydraulickej vetvy s nižším tlakovým potenciálom. Nastáva takzvaný "skrat", čím sa poruší primárna funkcia, ale nedôjde k zničeniu konštrukcie systému. Hodnota nastaveného tlaku, kedy dôjde k inicializácii ventilu je 42 MPa. Hodnota vychádza z maximálnych tlakov na ktoré sú dimenzované ostatné komponenty.



Obr. 6-23 630 Tlakový ventil DBD S 25 K 10/630



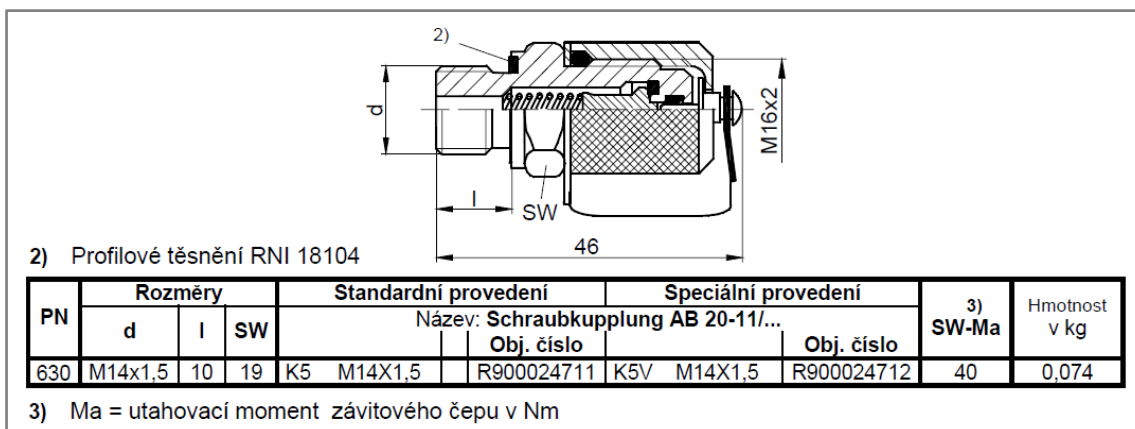
Obr. 6-24 Zapojenie poistného ventilu v obvode ventilového bloku

6.6.4 Meracie príruby

Ventilový blok, je jedným z prvkov prototypu rekuperačného zariadenia, v závislosti na časovom ladení jednotlivých ventilov a optimalizácie konštrukcie bloku sme schopný ovplyvňovať množstvo rekuperovanej energie. Preto je nutné získavať informácie o priebehu tlaku v jednotlivých miestach medzi ventilmi. Konektory pre tlakové snímače sa nachádzajú vždy medzi jednotlivými vstavanými ventilmi a na vstupných a výstupných rozhraniach ventilového bloku.

Príruby pre tlakové snímače zodpovedajú norme firmy Bosch Rexroth AG, pre hydrauliku vychádzajúcej z normy DIN 2353 pre napájané potrubia a DIN 51524 pojednávajúcej o hydraulických kvapalinách.

Meracie príruby obsahujú spätný ventil, aby v prípade nevyužitia danej príruby osadením snímača, nedošlo k úniku oleja mimo pracovný obvod. Taktiež v uzávere krytu je vibračná poistka aby nedochádzalo k samovoľnému povoľovaniu ochrannéj krytky. Po naskrutkovaní tlakového snímača dochádza k priamemu prepojeniu s médiom. Výhodou je že pre inštaláciu snímača nemusí byť zariadenie vo vypnutom stave. Maximálny tlak ktorý príruha dovoľuje, je 63 MPa.



Obr. 6-25 Meracia príruha PN 630

6.7 Konštrukčný návrh telesa rozvádzacej kocky

Na základe výberu jednotlivých prvkov a analýze smeru prúdenia hydraulického média v jednotlivých režimoch, bola vytvorená hydraulická schéma prepojenia použitých komponentov. Táto schéma slúži ako podkladový materiál k ďalšiemu návrhu konštrukcie hydraulického telesa ventilového bloku. Jedná sa o oceľový monoblok, do ktorého na základe usporiadania komponentov a príslušnej normy vzťahujúcej sa k danému prvku sú vŕtané otvory pre inštaláciu komponentov a prípadné ukotvenie bloku k rámu vozidla.

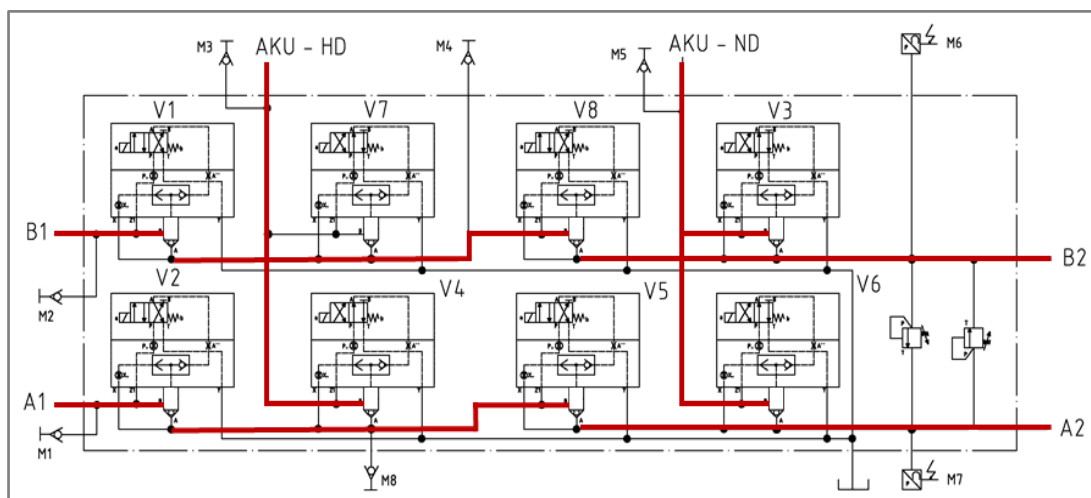
Vzhľadom k náročnosti vyhotovenia bloku a zachovaniu správnej funkčnosti vo všetkých režimoch, bolo vytvorených viacero koncepčných návrhov, ktorých optimalizáciou z hľadiska usporiadania prvkov bolo dosiahnutého finálneho návrhu slúžiaceho ako podklad k výrobe prototypu. Jednotlivé návrhy boli tvorené vo vývojovom prostredí Autodesk Inventor 2013. Podkladové 3D data ventilového bloku slúžili k overeniu predpokladov funkcie bloku a ďalšiu analýzu týkajúcu sa pevnostných výpočtov.

Pri návrhu bloku som postupoval, podľa zásad dodržiavaných vo firme Bosch Rexroth. Vzhľadom k dlhoročným skúsenostiam s návrhmi hydraulických obvodov, som jednotlivé konštrukčné kroky konzultoval s odborníkmi v danej oblasti. Taktiež výhodou pri návrhu je fakt, že všetky komponenty sú objednávané z danej firmy, preto je ľahko dostupná dokumentácia nevyhnutná pre výrobu pripojovacích otvorov a inštaláciu prvkov na ventilový blok. Samotná výroba telesa ventilového bloku bola v kompetencii firmy OCHI inženýring spol. s r.o., ktorej bol poskytnutý vytvorený finálny návrh. Ďalšie úpravy bloku boli v spolupráci s touto firmou, od ktorej bol následne prevzatý vyrobený ventilový blok s osadenými jednotlivými prvkami. Súčasťou predávacieho protokolu je tlaková skúška a certifikácia bloku pre bezpečné použitie v systéme, za daných podmienok.

6.7.1 Variant A

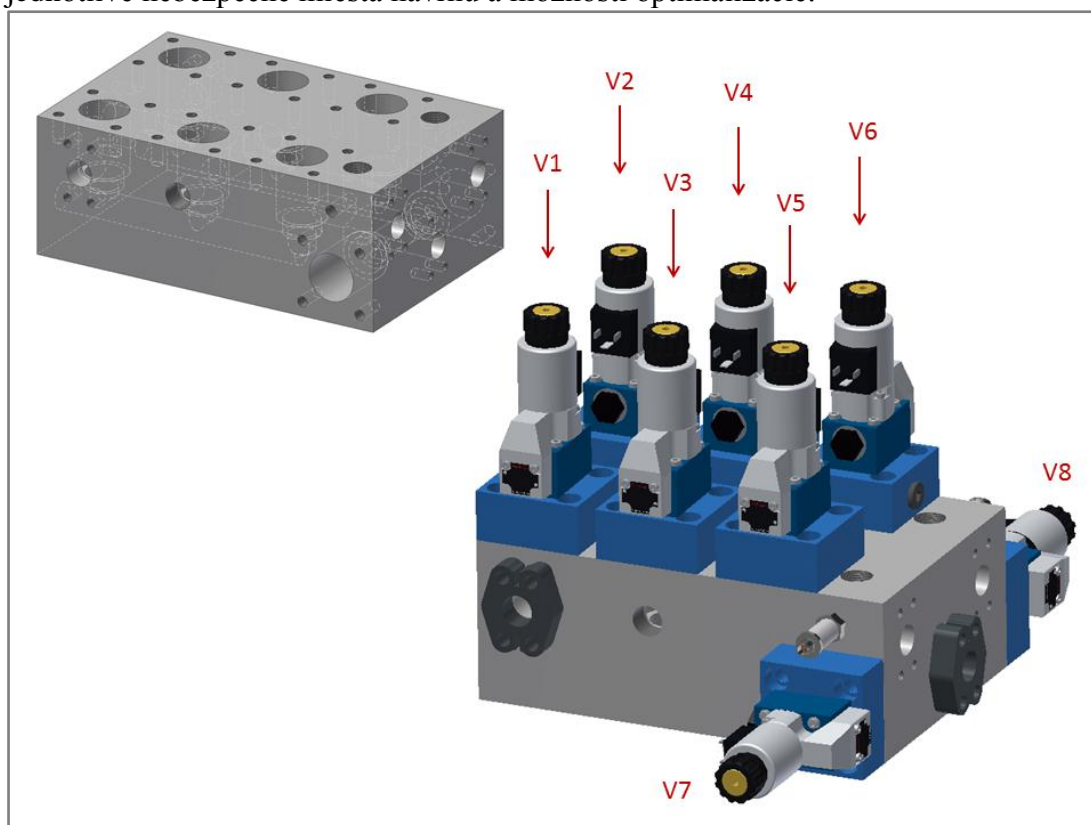
Koncepčný návrh na tri vývojové varianty. V prvom – Variant A, som sa zameral na správne prepojenie jednotlivých hlavných vetiev obvodu. Jedná sa o vetvy prepájajúce hydrogenerátor s hydromotorom umiestnenom na valci AP 240H. Taktiež, následne pri zaradení rekuperačnej jednotky vstupujú do obvodu aj jednotlivé vetvy akumulátorov. Správne prepojenie hlavných ventilov (V1–V8), je nevyhnutné k požadovanej funkcii systému v jednotlivých režimoch rekuperácie. Následne sú do obvodu zaradené jednotlivé vedľajšie komponenty, ako meracie príruby, poistné ventily a jednotlivé vstupné a výstupné príruby.

V druhom kroku tvorby návrhu, som umiestnil do bloku vŕtania pre ovládacie tlaky jednotlivých logických ventilov. Vzhľadom k použitiu vstavaných ventilov do telesa bloku je nutné otvory pre ovládacie tlaky umiestniť v súlade s normou DIN ISO 7368, určujúcou presnú polohu dier v závislosti na veľkosti ventilu.



Obr. 6-26 Schéma prepojenia hlavných vetiev obvodu

V prípade prvého návrhu bola orientačne zvolená hrúbka steny medzi jednotlivými vŕtami vo vnútri bloku 5 mm. Táto hodnota vychádza zo skúseností pri návrhoch, podobných ventilových blokov a predpokladu maximálneho tlaku 40 MPa. Pri finálnej variante C, bola táto hodnota podložená CFD analýzou a pevnostnými výpočtami v programe ANSYS Workbench 14.0, ktoré poukázali na jednotlivé nebezpečné miesta návrhu a možnosti optimalizácie.



Obr. 6-27 Prvý konštrukčný návrh - Variant A

Na základe vzniknutého návrhu, bolo možné ďalej modifikovať usporiadanie jednotlivých prvkov. V prípade prúdenia hydraulického média vo ventilovom

bloku, je do výraznej miery rozhodujúca geometria prepojenia vstupov a výstupov medzi jednotlivými ventilmi vo vnútri bloku. V zásade je platné pravidlo, že v prípade dosiahnutia, čo najmenších tlakových strát, je nutné zachovať čo najkratšiu vzdialenosť medzi prepojeniami ventilov s čo najmenším počtom zalomení.

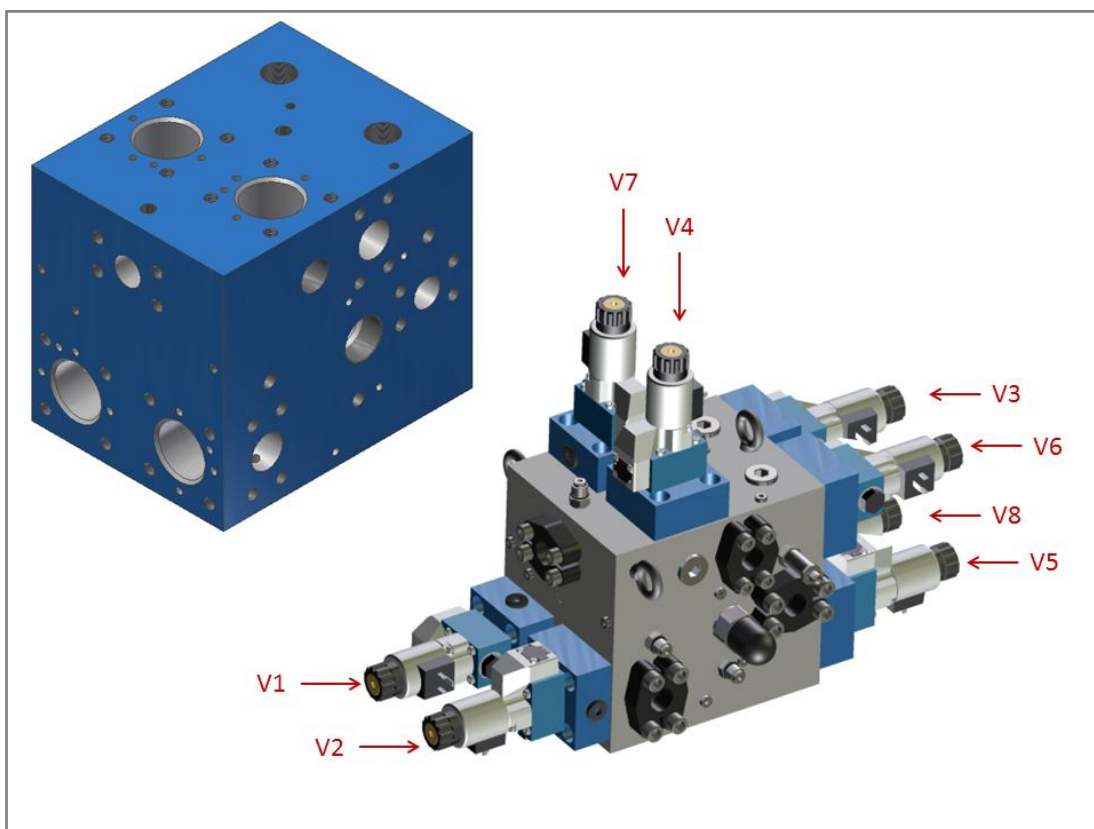
Z technologického hľadiska je možné vŕtať otvory len v priamych a kolmých smeroch na povrch kocky. Preto je v niektorých prípadoch nutné, vyrobiť pomocné diery slúžiace k prepojeniu jednotlivých kanálov a následne ich zaslepiť pomocou špeciálne určených skrutiek. Funkcia bloku ostáva zachovaná, ale je možné týmto návrhom zmenšiť tlakové straty v samotnom telese ventilového bloku. Takisto je možné dosiahnuť menších rozmerov celého bloku.

6.7.2 Variant B

V druhom návrhu ventilového bloku – variant B, bola prevedená optimalizácia z hľadiska prepojenia jednotlivých kanálov spájajúcich prvky bloku. Optimalizácia spočívala v návrhu usporiadania prvkov tak, aby bola medzi jednotlivými kanálmi spájajúcimi komponenty, čo najmenšia vzdialenosť a čo najmenší počet na seba kolmých vŕtaní. Kolmé napojenia jednotlivých vŕtaní spôsobujú nežiaduce ostré hrany, spôsobujúce turbulentné prúdenie média, čím sa do obvodu vnášajú nežiaduce tlakové straty. Vzhľadom k cieľu projektu vyžiť, čo najväčší potenciál energie získanej z paliva, je prioritou eliminovať do čo najväčšej miery, všetky parazitné tlakové straty.

Z tohto dôvodu boli ventily na bloku usporiadané z viacerých strán. Pretože sa jedná o prototyp určený na testovanie systému, bude zaradenie inštalované na povrchu pneumatikového valca. Vzhľadom k tomu nie som pri konštrukcii eliminovaný zástavovými priestormi a je možné prvky umiestniť z ľubovoľnej strany. Pri návrhu je nutné dbať na pripojovacie rozmery a zachovávanie aplikácie prvkov v súlade s normou ISO 4401 pojednávajúcej o rozložení jednotlivých portov (Hydraulic fluid power-Mounting surfaces).

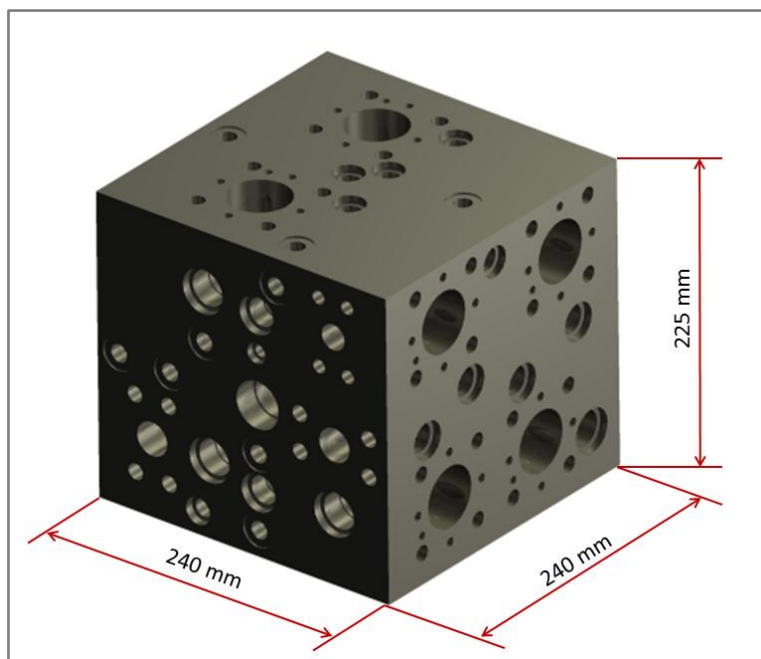
Vzhľadom k splneniu bezpečnostných požiadaviek boli do obvodu zaradené dva poistné ventily, ktoré v prípade poruchy prepustia tlak kvapaliny a nedôjde k deštrukcii zariadenia. Taktiež dôležitou požiadavkou, je možnosť záznamu tlakov v jednotlivých miestach medzi ventilmi preto sú v rozvádzacej kocke navrhnuté meracie vstupy, na ktoré sa je možné pripojiť snímačmi tlaku o požadovanom rozsahu. Pre pripojenie jednotlivých vstupov a výstupov hlavných vetiev sú využité príruby od firmy VOSS, ktoré sú popísané v predchádzajúcej kapitole.



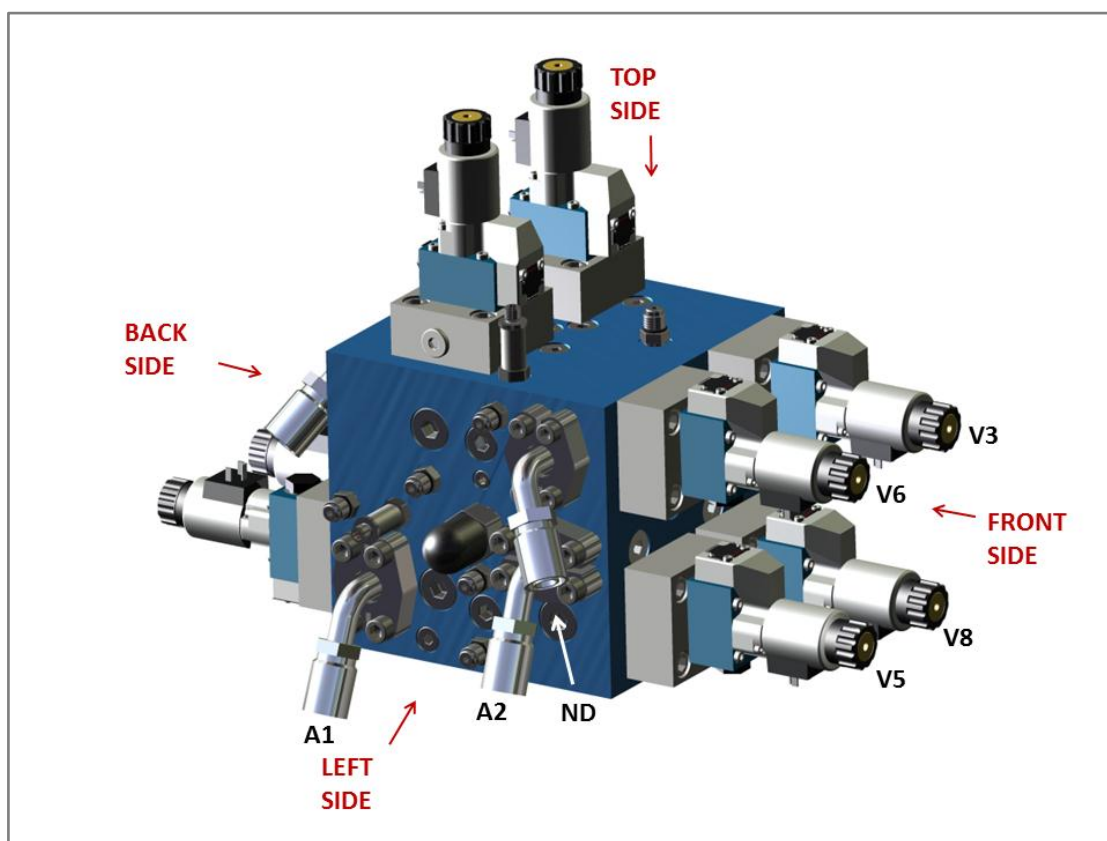
Obr. 6-28 Upravený konštrukčný návrh - Variant B

6.7.3 Variant C – finálny návrh

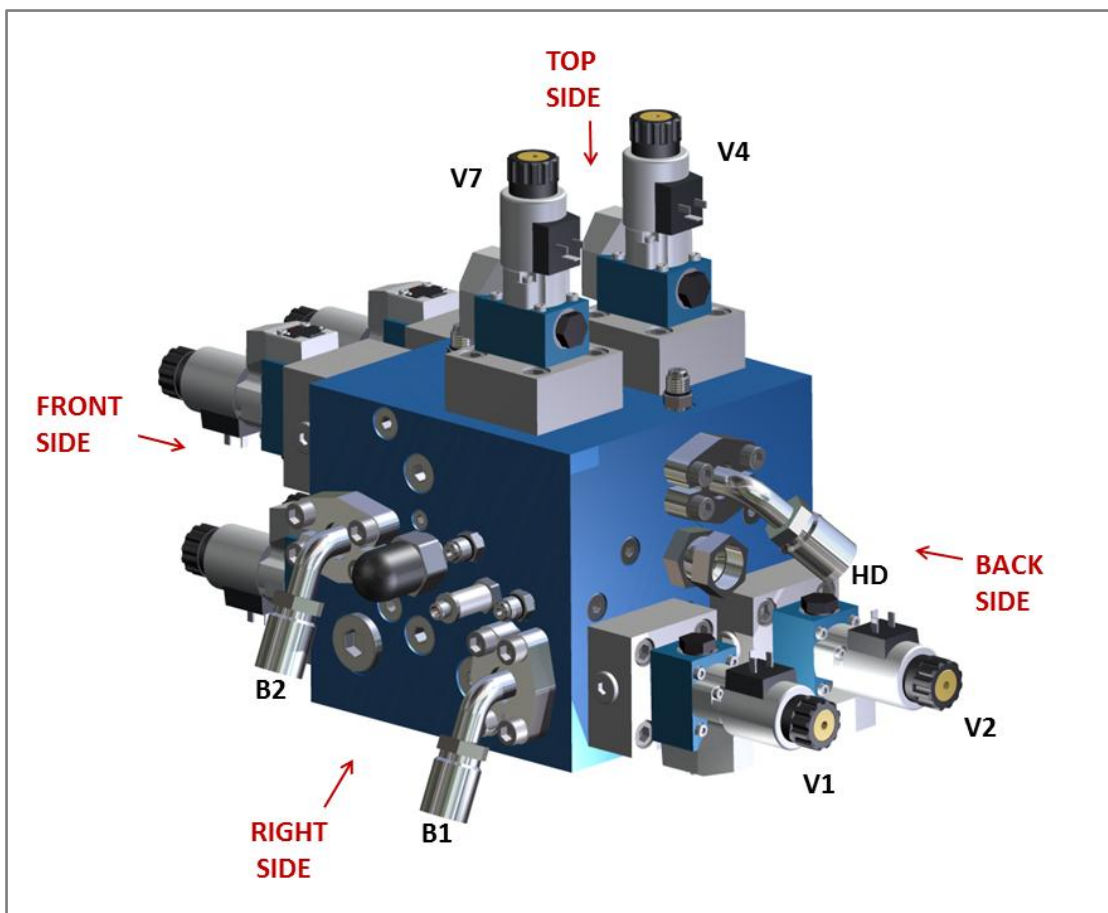
Po následnej modifikácii a úprave varianty B, vzhľadom k norme určujúcej pozíciu jednotlivých otvorov ISO 4401 a overení korektnosti zapojenia, bol vytvorený finálny model ventilového bloku. Na základe vytvorenej geometrie telesa bloku, mohol byť osadený jednotlivými ovládacími prvkami a tak overené, či nedochádza ku kolízii a budú jednotlivé diely navzájom zmontovateľné. V ďalšom kroku bude finálna geometria podrobená tlakovému zaťažovaniu vo výpočtovom programe ANSYS Workbench 14.0.



Obr. 6-29 Finálny návrh bloku – variant C

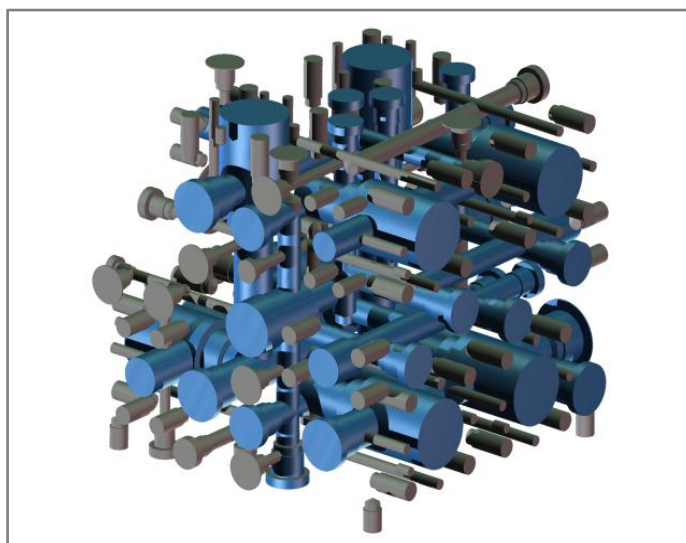


Obr. 6-30 Finálny návrh bloku - variant C - osadená komponentmi



Obr. 6-31 Finálny návrh bloku - variant C - osadená komponentmi

Pre možnosť výpočtu tlakového rozloženia v jednotlivých kanáloch kocky, bola geometria invertovaná. Za pomoci booleovských operácií, v modelovacom programe Inventor 2013 bola získaná geometria vzduchovej výplne ventilového bloku, ktorá následne bola importovaná vo formáte STP k ďalšej analýze do programu ANSYS.



Obr. 6-32 Invertovaná geometria pre pevnostné výpočty

7 VÝSLEDNÉ KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE - VARIANT C

Na základe navrhutej geometrie ventilového bloku s umiestneným jednotlivých portov pre použité komponenty, je nutné previesť štrukturálnu analýzu k overeniu funkčnosti a bezpečnosti návrhu. Podkladovými materiálmi pre pevnostné analýzy, je geometria vytvorená vo vývojovom prostredí Autodesk Inventor 2013 a následne exportovaná vo formáte STP, pre import do výpočtového programu.

Simulácie pre jednotlivé záťažové stavy ventilového bloku, boli prepočítavané v jednotlivých pracovných režimoch stroja. V závislosti od smeru prúdenia a tlakovom priebehu jednotlivých vetiev systému v každom režime, sú definované okrajové podmienky pre vstupné podmienky CFD analýzy tlakového rozloženia na povrchu vrtania kanálov. Pri jednotlivých výpočtoch bolo uvažované so statickým tlakom na vstupoch a výstupoch ventilového bloku.

Popis jednotlivých režimov je definovaný na základe hydraulických schém pre ventilový blok, definujúcich smer prúdenia a tlakovú hodnotu v MPa. Určenie hodnoty tlaku je v miestach, kde bude blok za pomoci prírub pripojený do súčasného hydrostatického okruhu valca a do portov tlakových akumulátorov.

7.1 Popis režimov pre definovanie tlakovej analýzy

Tab. 11 Popis tlakových režimov

Režim	Popis pracovného cyklu
ACCEL 1	Rozbeh valca v smere dopredu, pre rozbeh je využívaná energia z vysokotlakového akumulátora. Energia sa preklápa z tlakovej energie valca na kinetickú energiu stroja (Obr. 6-1).
ACCEL 2	Rozbeh valca smerom dozadu – reverzný chod, režim pracuje na rovnakom princípe ako ACCEL 1, ale dochádza k zámene tlakových vetiev (Obr. 6-2).
DECEL 1	Brzdenie valca pri jazde v normálnom chode – jazda dopredu. Dochádza k premene zotrvačnej kinetickej energie na energiu tlakovú, uloženú vo vysokotlakovom akumulátore (Obr. 6-3).
DECEL 2	Brzdenie z reverzného chodu – jazda smerom dozadu. Pracuje na rovnakom princípe ako pri režime DECEL 1, ale dochádza k zámene tlakových vetiev, čím sa menia vstupy a výstupy z ventilového bloku (Obr. 6-4).
FREE RUN CLOKWISE	Režim nastáva pri konštantnom chode valca smerom dopredu. Prúdenie hydraulického média je z jednotlivých portov pripojených do hydrostatického obvodu vozidla. Nedochádza k aktivácii akumulátorov (Obr. 6-5).
FREE RUN ANTICLOKWISE	Režim je rovnaký ako režim FREE RUN CLOKWISE, ale v opačnom smere prúdenia média v tlakových vetvách (Obr. 6-6).

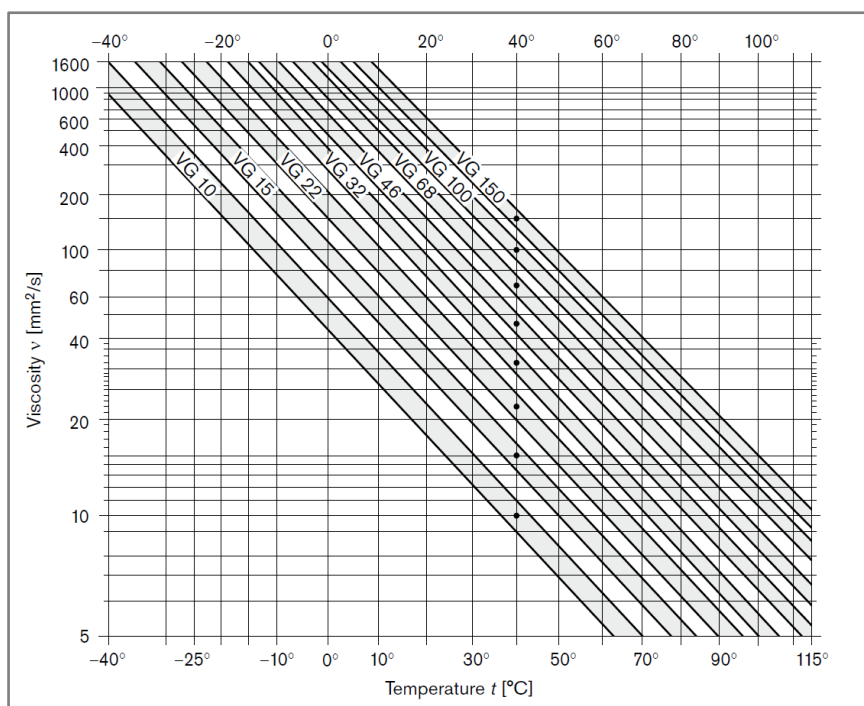
7.2 Definícia okrajových podmienok z hľadiska materiálov

Pre definíciu jednotlivých okrajových podmienok je nutné poznať viskozitu média prúdiaceho vo ventilovom bloku, a základné pevnostné charakteristiky materiálu použitého pre výrobu telesa ventilového bloku. Na základe definície týchto vlastností je možné definovať tlakové rozloženie na stenách vrtania a napäťové špičky v jednotlivých sekciách bloku.

7.2.1 Hydraulický olej VG46

Na základe požiadaviek simulačného modelu je vo výpočtoch uvažované s hydraulickým minerálnym olejom použitým v hydrostatickom okruhu pneumatikového valca. Jeho parametre sú definované v katalógovom liste poskytovanom firmou Bosch Rexroth. Výber hydraulického oleja, pre danú aplikáciu je v súlade s normou DIN 51524, všeobecne platnou pre produkty Rexroth.

Jedným z rozhodujúcich parametrov je závislosť viskozity na teplote daného oleja. V definovaných parametroch som uvažoval s triedou oleja VG 46. Hodnota viskozity je získaná pre pracovnú teplotu 40°. Výsledná hodnota kinematickej viskozity je $\nu = 45 \text{ (mm}^2/\text{s)}$.



Obr. 7-1 Závislosť viskozity na teplote

7.2.2 Konštrukčná oceľ ČSN 11 523

Pre teleso ventilového bloku bola vybraná nelegovaná jemnozrnná konštrukčná oceľ. Vlastnosti ocele sú vhodné k použitiu na komponenty vyrábané pre tepelné energetické zariadenia a prvky tlakových nádob. Oceľ je vhodná pre

konštrukčné aplikácie namáhané v statických a dynamických režimoch, taktiež je vhodná pre návrh hydraulických rozvážacích prvkov.

Chemické zloženie :

Zloženie (%)	C	Si	Mn	P	S	N
Konštrukčná oceľ ČSN 11 523	0,2%	0,55%	1,6%	0,04%	0,04%	0,009%

Mechanické vlastnosti :

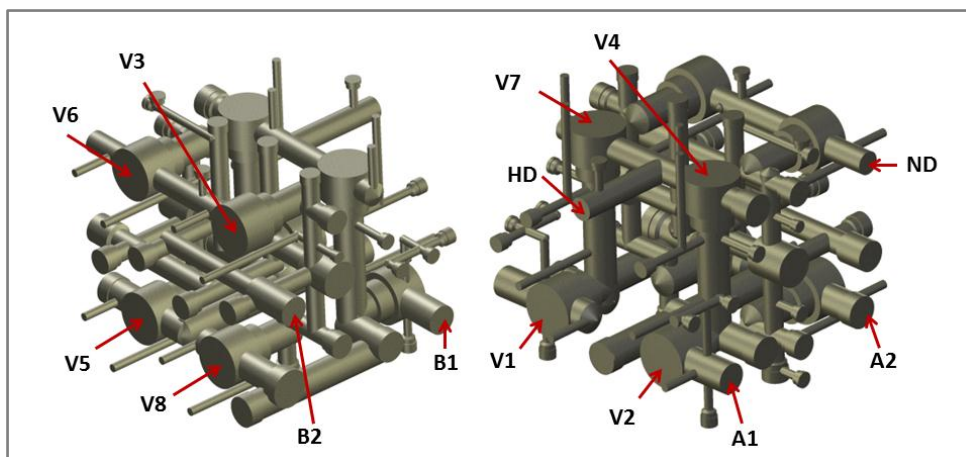
	Medz pevnosti - R_m (MPa)	Medz klzu - $R_{e\ min}$ (MPa)	Tvrdosť (HB)
Konštrukčná oceľ ČSN 11 523	520 - 628	333	274 max

7.3 Pevnostné analýzy ventilového bloku v jednotlivých režimoch

Po výbere jednotlivých prvkov a podrobnom definovaní okrajových podmienok z hľadiska konštrukčnej oceli a hydraulického média prúdiaceho vo ventilovom bloku. Bolo samotné teleso podrobené pevnostnej analýze, pre zistenie kritických miest konštrukčného návrhu. Samotná analýza pozostávala z niekoľkých krokov:

- úprava geometrie k simulácii reálneho záťažového stavu
- analýza jednotlivých režimov
- CFD analýza tlakového rozloženia na stenách vrtania
- importovanie tlakového rozloženia do konštrukcie
- analýza výsledkov

Inverzná geometria použitá pre CFD analýzu a tlakové rozloženie v jednotlivých vrtaniach, bola upravená z hľadiska ovplyvnenia bloku, po inštalácii jednotlivých prvkov. Pri simulácii boli odstránené jednotlivé vrtania pre skrutky a boli v samotnom telese bloku nahradené plným materiálom (ocelou) k simulovaniu reálneho stavu. Taktiež boli nahradené plným materiálom miesta kde bude v rozvážacej kocke naskrutkované teleso ventilu, prípadne konektoru pre tlakový snímač. Tlakovej simulácii boli podrobené miesta, kde bude reálne prúdiť hydraulické médium. Sú to hlavné tlakové vetvy a jednotlivé vrtania pre logické ovládanie prvkov.

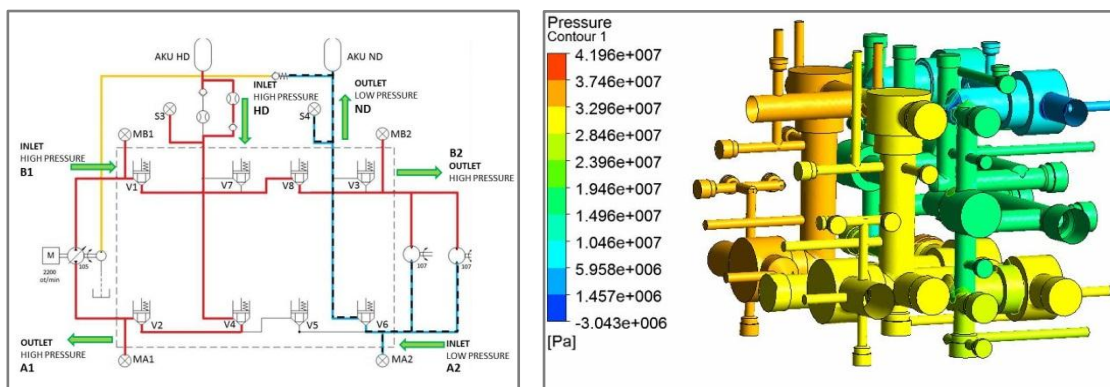


Obr. 7-2 Upravená geometria k simulácii

Na základe definovania jednotlivých vstupov, som za pomoci výpočtového programu ANSYS 14.0 Workbench, previedol CFX analýzu tlakového rozloženia v jednotlivých miestach vŕtania kanálov. Program CFX je modulom software ANSYS slúžiacim pre CFD analýzy prúdenia a tlakového rozloženia. Integrácia tohto modulu, umožňuje využiť získané výsledky ako okrajovú podmienku pre štruktúrnu analýzu geometrie bloku.

7.3.1 Analýza režimu ACCEL 1

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime ACCEL 1, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-3).

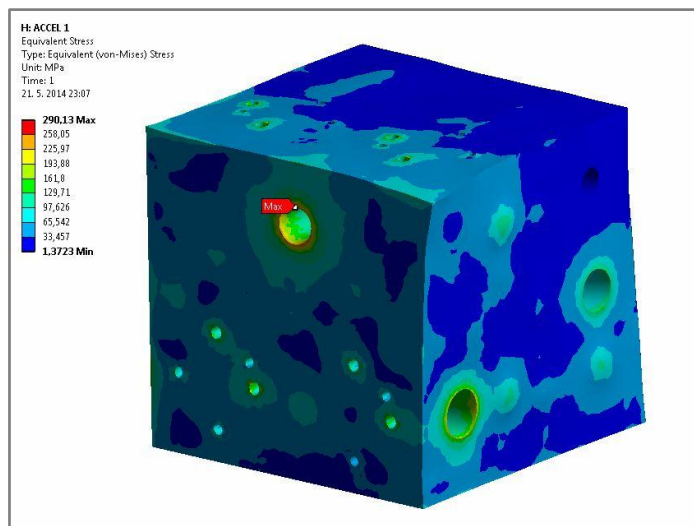


Obr. 7-3 Definícia tlakových vstupov / výstupov ACCEL 1 a tlakové rozloženie

Tab. 12 Okrajové podmienky ACCEL 1

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	3	VÝSTUP
74	A2	3	VSTUP
86	A1	40	VÝSTUP
91	HD (akumulátor)	40	VSTUP
128	B1	40	VSTUP
138	B2	40	VÝSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime ACCEL 1, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



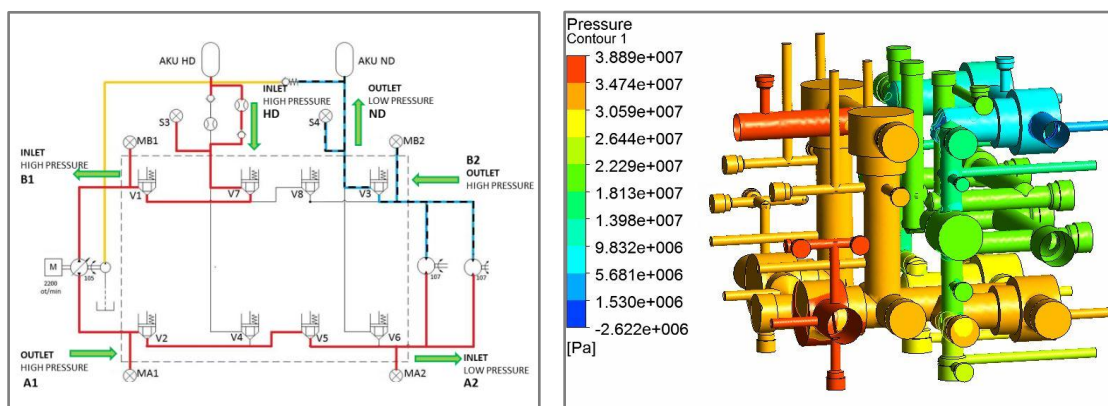
Obr. 7-4 Výsledok napäťovej deformácie - Equivalent stress (von Mises) režim ACCEL 1

Napäťová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplynená oblasť sa nachádza pod prírubou HD vstupu na okrajoch vŕtania.

- maximálne ekvivalentné napätie je 290 MPa
- bezpečnosť je 1,14 k medznému stavu klzu

7.3.2 Analýza režimu ACCEL 2

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime ACCEL 2, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-5).

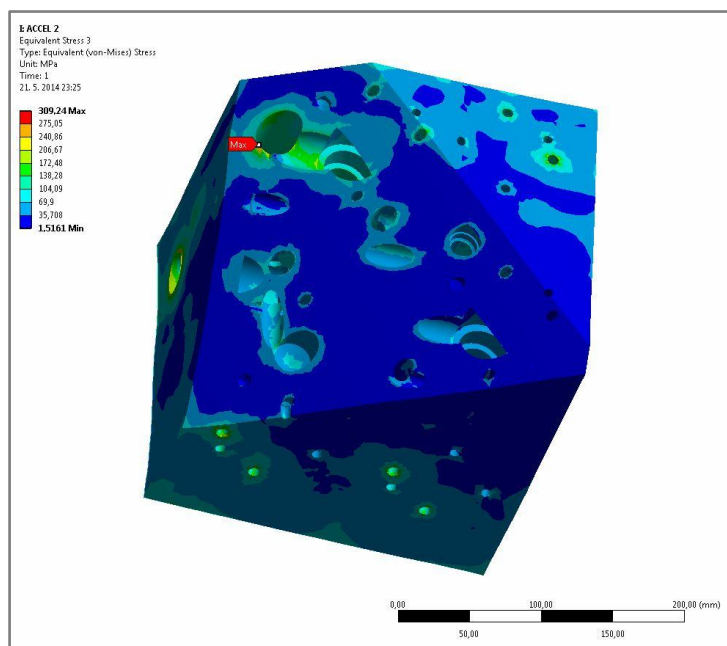


Obr. 7-5 Definícia tlakových vstupov / výstupov ACCEL 2 a tlakové rozloženie

Tab. 13 Okrajové podmienky ACCEL 2

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	3	VÝSTUP
74	A2	40	VÝSTUP
86	A1	40	VSTUP
91	HD (akumulátor)	40	VSTUP
128	B1	40	VÝSTUP
138	B2	3	VSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime ACCEL 2, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



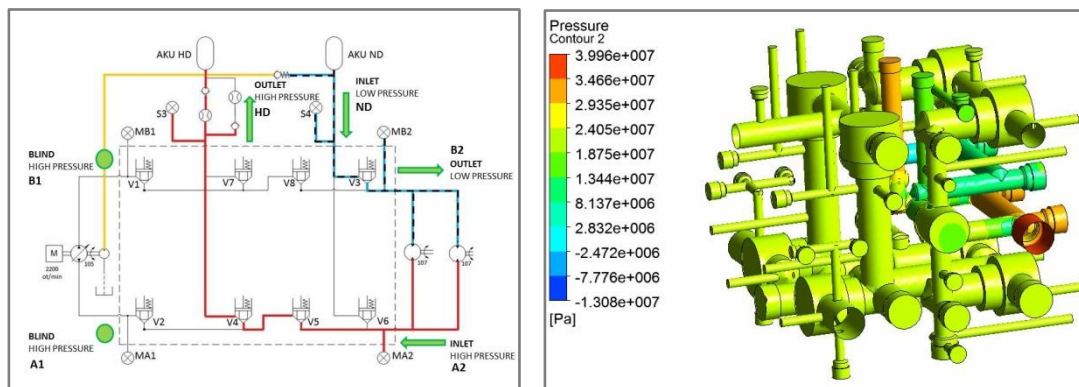
Obr. 7-6 Výsledok napät'ovej deformácie - Equivalent stress (von Mises) režim ACCEL 2

Napät'ová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplynená oblasť sa nachádza pod prírubou HD vstupu na okrajoch vŕtania.

- maximálne ekvivalentné napätie je 309 MPa
- bezpečnosť je 1,07 k medznému stavu klzu

7.3.3 Analýza režimu DECEL 1

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime DECEL 1, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-7).

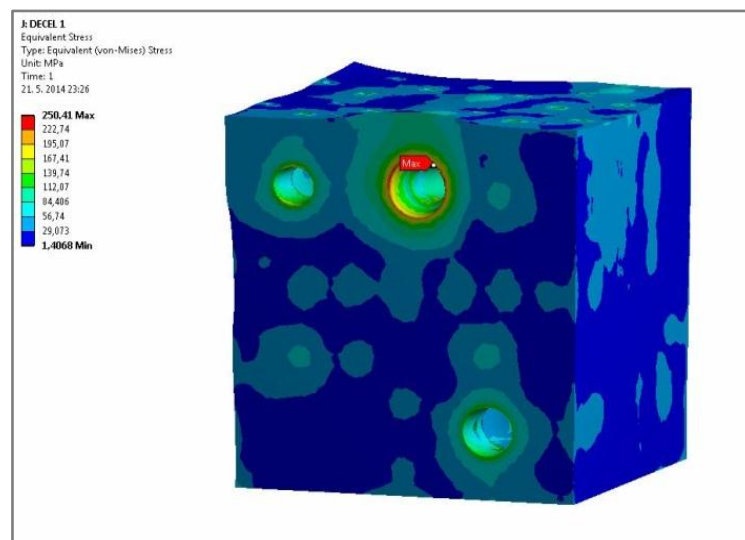


Obr. 7-7 Definícia tlakových vstupov / výstupov DECEL 1 a tlakové rozloženie

Tab. 14 Okrajové podmienky DECEL 1

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	3	VSTUP
74	A2	40	VSTUP
86	A1	0	UZATVORENÉ
91	HD (akumulátor)	40	VÝSTUP
128	B1	0	UZATVORENÉ
138	B2	3	VÝSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime DECEL 1, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



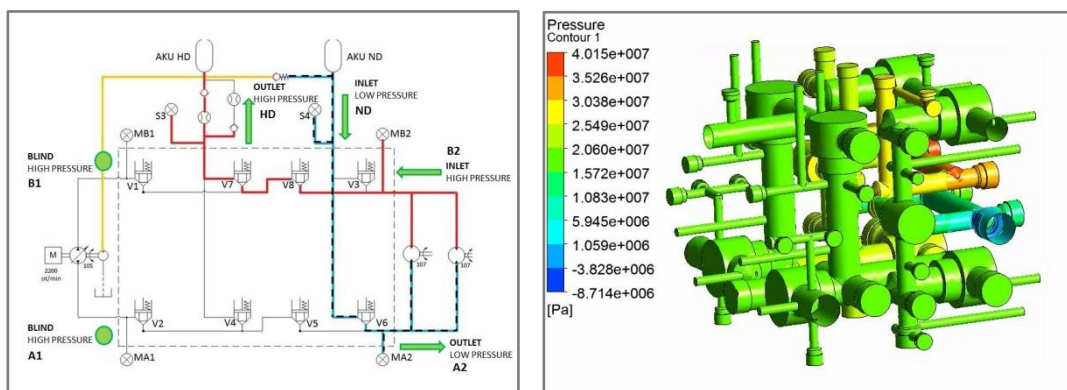
Obr. 7-8 Výsledok napät'ovej deformácie - Equivalent stress (von Mises) režim DECEL 1

Napät'ová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplyvnená oblasť sa nachádza pod prírubou A2 portu na okrajoch vŕtania.

- maximálne ekvivalentné napätie je 251 MPa
- bezpečnosť je 1,33 k medznému stavu klzu

7.3.4 Analýza režimu DECEL 2

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime DECEL 2, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-9).

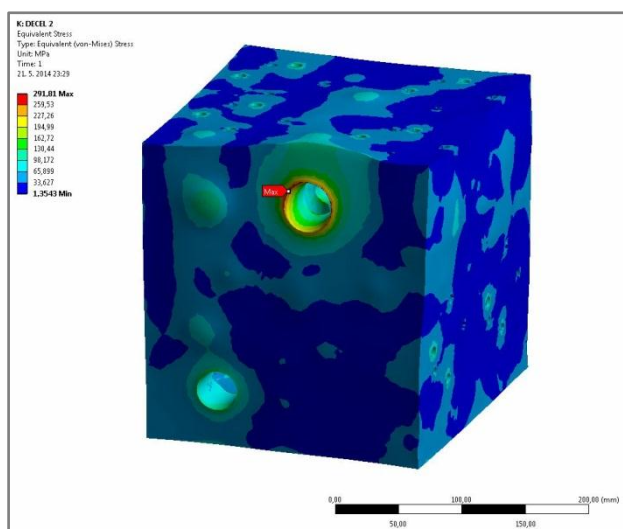


Obr. 7-9 Definícia tlakových vstupov / výstupov DECEL 2 a tlakové rozloženie

Tab. 15 Okrajové podmienky DECEL 2

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	3	VSTUP
74	A2	3	VÝSTUP
86	A1	0	UZATVORENÉ
91	HD (akumulátor)	40	VÝSTUP
128	B1	0	UZATVORENÉ
138	B2	40	VSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime ACCEL 1, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



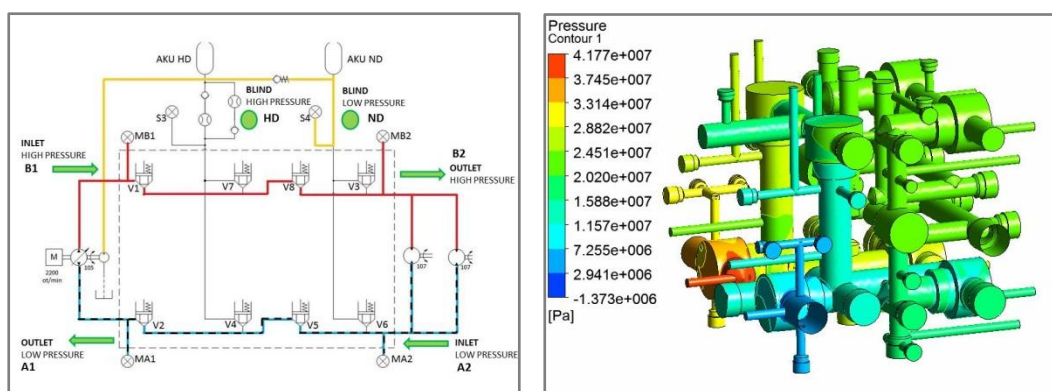
Obr. 7-10 Výsledok napätovej deformácie - Equivalent stress (von Mises) režim DECEL 2

Napät'ová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplynená oblasť sa nachádza pod prírubou B2 portu na okrajoch vŕtania.

- Maximálne ekvivalentné napätie je 296 MPa
- Bezpečnosť je 1,13 k medznému stavu klzu

7.3.5 Analýza režimu FREE RUN CLOKWISE

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime FREE RUN CLOKWISE, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-11).

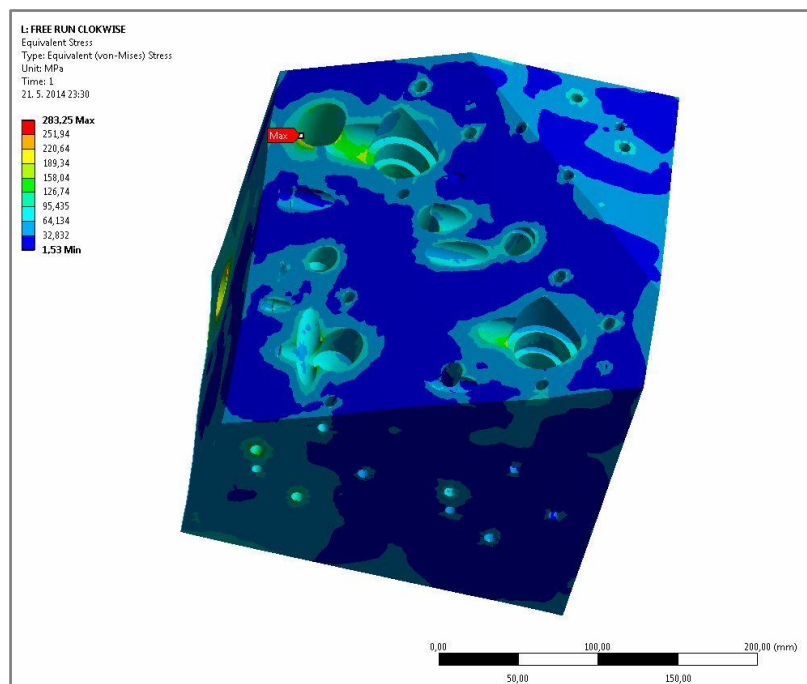


Obr. 7-11 Definícia tlakových vstupov / výstupov FREE RUN CLOKWISE a tlakové rozloženie

Tab. 16 Okrajové podmienky FREE RUN CLOKWISE

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	0	UZATVORENÉ
74	A2	3	VSTUP
86	A1	3	VÝSTUP
91	HD (akumulátor)	0	UZATVORENÉ
128	B1	40	VSTUP
138	B2	40	VÝSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime FREE RUN CLOKWISE, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



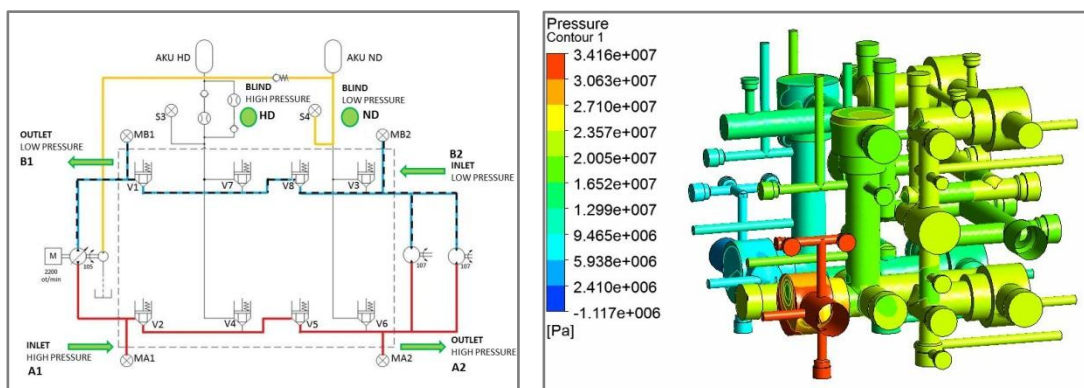
Obr. 7-12 Výsledok napät'ovej deformácie - Equivalent stress režim FREE RUN CLOKWISE 1

Napät'ová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplynená oblasť sa nachádza pod prírubou B2 portu na okrajoch vŕtania.

- maximálne ekvivalentné napätie je 295 MPa
- bezpečnosť je 1,13 k medznému stavu klzu

7.3.6 Analýza režimu FREE RUN ANTICLOKWISE

Na základe schémy tlakových vstupov / výstupov pri režime FREE RUN CLOKWISE, boli definované okrajové podmienky statického tlakového zaťažovania pri CFX simulácii. Zdrojovým podkladom bola nasledujúca schéma prúdenia hydraulického média (Obr. 7-13).

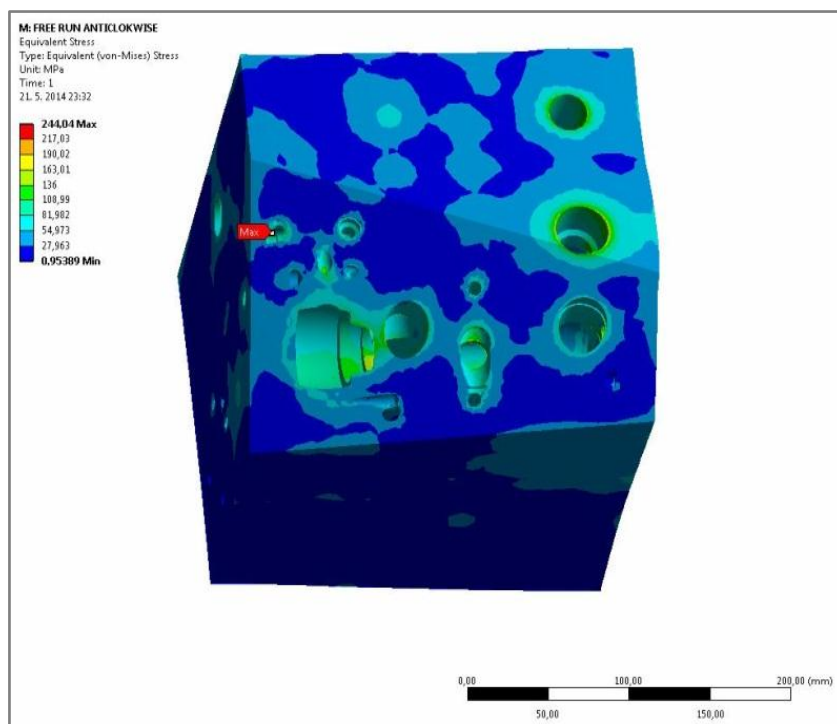


Obr. 7-13 Definícia tlakových vstupov / výstupov FREE RUN ANTICLOKWISE a tlakové rozloženie

Tab. 17 Okrajové podmienky FREE RUN ANTICLOCKWISE

Pozícia na výkrese	Vstupný port	Tlak [MPa]	Definícia smeru
69	ND (akumulátor)	0	UZATVORENÉ
74	A2	40	VÝSTUP
86	A1	40	VSTUP
91	HD (akumulátor)	0	UZATVORENÉ
128	B1	3	VÝSTUP
138	B2	3	VSTUP

Za pomoci CFX analýzy bolo získané tlakové rozloženie v režime FREE RUN CLOKWISE, ktoré je použité ako vstupná podmienka pre zaťaženie konštrukcie ventilového bloku.



Obr. 7-14 Výsledok napät'ovej deformácie - Equivalent stress režim FREE RUN ANTICLOCKWISE 1

Napät'ová špička sa nachádza v oblasti vstupu, hydraulického média z vysokotlakového akumulátora. Ovplynená oblasť sa nachádza pod prírubou B2 portu na okrajoch vŕtania.

- maximálne ekvivalentné napätie je 261 MPa
- bezpečnosť je 1,28 k medznému stavu klzu

7.4 Hodnotenie výsledkov analýzy

Vyhodnotenie jednotlivých analýz pre zaťažovanie ventilovej kocky maximálnym tlakom 40 MPa. Je uvedené v nasledujúcej tabuľke. (Tab. 18). Rozloženie jednotlivých tlakov, je závislé na smere prúdenia hydraulického média pri jednotlivých režimoch. Definovanie vstupov a výstupov pre jednotlivé režimy je realizované zadáním okrajových podmienok na príslušný port (A1, A2, B1, B2, HD, ND), vo forme predpokladaného maximálneho tlaku.

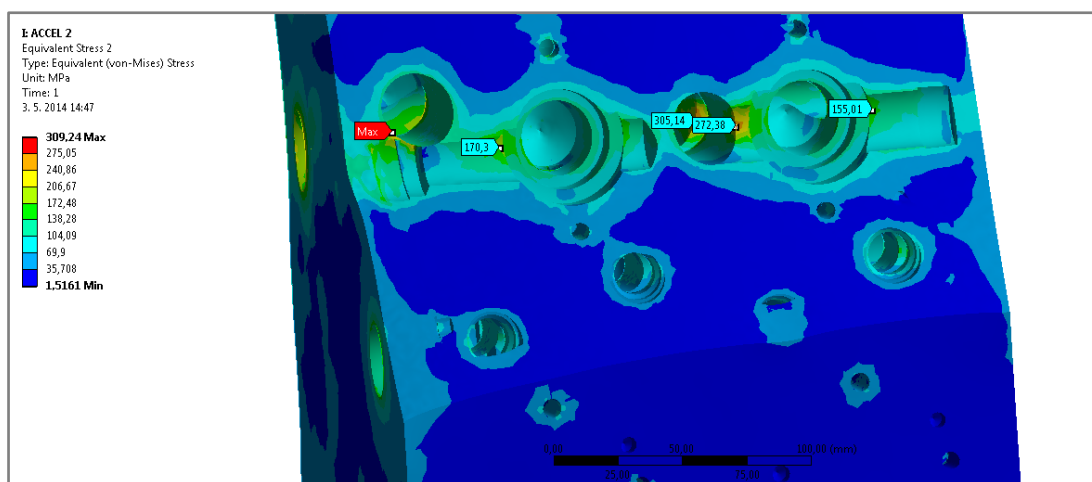
Tab. 19 Výsledky napät'ovej analýzy

Režim chodu pre valec AP 240H	Maximálny tlak [MPa]	Maximálne napätie [MPa]	Maximálna deformácia [mm]	Bezpečnosť [-]
ACCEL 1	39,902	290,13	0,0487	1,15
ACCEL 2	38,445	309,24	0,0452	1,08
DECEL 1	34,886	250,41	0,0375	1,33
DECEL 2	36,35	291,81	0,0529	1,14
FREE RUN CLOKWISE	41,02	283,25	0,0406	1,18
FREE RUN ANTICLOKWISE	33,31	244,04	0,0403	1,36

- Medza klzu použitého materiálu 11 523 uvádzaného v norme je 333 MPa.

Zo získaných výsledkov vyplýva, že najkritickejšie napätie a tým aj najmenšia bezpečnosť je v režime ACCEL 2. Tento režim nastáva pri rozbehu stroja smerom dopredu. V tomto procese dochádza k vyprázdňovaniu vysokotlakového akumulátora do hydraulického obvodu systému.

Kritickým miestom pre definované rozloženie tlakov je na ostrých hranách vo vnútri bloku, kde dochádza k napájaniu vrtaní a tak aj ostrým hranám ktoré sú iniciátorom turbulentného prúdenia.



Obr. 7-15 Kritické miesta v návrhu ventilového bloku

Z podrobnejšej analýzy kritického miesta vyplýva, že oblasť pohybujúca sa v hraniciach bezpečnosti 1,08 – 1,5, je vypočítaná len pre malé percento elementov.

$$\text{Bezpečnosť} = \frac{Re_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{333 \text{ [MPa]}}{309 \text{ [MPa]}} \cong 1,08$$

$$\text{Maximálne napätie pre bezpečnosť 1,5} = \frac{Re_{min}}{1,5} = \frac{333 \text{ [MPa]}}{1,5} = 222 \text{ MPa}$$

Z výpočtu vyplýva, že napätie spôsobené tlakovým rozložením dosahuje hodnoty nad 222 MPa, len v malom počte elementov. Pre túto aplikáciu, možnosť deformácie na kritických miestach nie je nebezpečná. Prípadné deformácie spôsobené na okrajoch vŕtaných otvorov, nespôsobia poškodenie konštrukcie ventilového bloku. Dôležitým výsledkom, na ktorý mala analýza poukázať je kritická hrúbka steny. Maximálne napätie, ani pri jednom z výpočtov pri rôznych režimoch sa nenachádzalo v inkriminovanej oblasti.

Analýza poukazuje na ostré prechody medzi jednotlivými vŕtaniami a na možnosti ďalšej optimalizácie návrhu vzhľadom k riziku vznikajúceho turbulentného prúdenia. Tento jav je pre aplikáciu veľmi nepriaznivý, pretože je spojený s väčším namáhaním a tým je nutná masívnejšia celá konštrukcia. Taktiež je potenciálom pre zvýšenie tlakových strát celého systému.

8 NÁVRH UMIESTNENIA REKUPERAČNÉHO MODULU NA AMMANN AP 240H

8

Následne po navrhnutí jednotlivých komponentov je nutné navrhnuť uloženie rekuperačného modulu na cestný valec (Obr. 8-1). Jedná o skúšobný prototyp, takže sa očakáva manipulácia so systémom, časté merania a prípadne aj zásahy do mechanickej časti.

Vzhľadom k tomu, že sa jedná o experimentálne zariadenie nie je možné výrazne zasahovať do samotnej konštrukcie valca. Po prevedení všetkých testov a demontáži zariadenia je nutné, aby testovaný valec bol v pôvodnom stave.

Ďalším parametrom ktorý je nutné zohľadniť je váha rekuperačného modulu (cca 300 kg), umiestnenie systému musí byť navrhnuté tak, aby nedošlo k poškodeniu zariadenia, prípadne úrazu pri manipulácii. Všetky inštalačné práce boli v kompetencii firmy Bosch Rexroth.

Podmienky pre rekuperačný modul:

- umiestnenie dvoch akumulátorov o objeme 10l
- umiestnenie ventilového bloku
- dostatočná pevnosť konštrukcie
- prístupnosť k jednotlivým pripojovacím prírubám

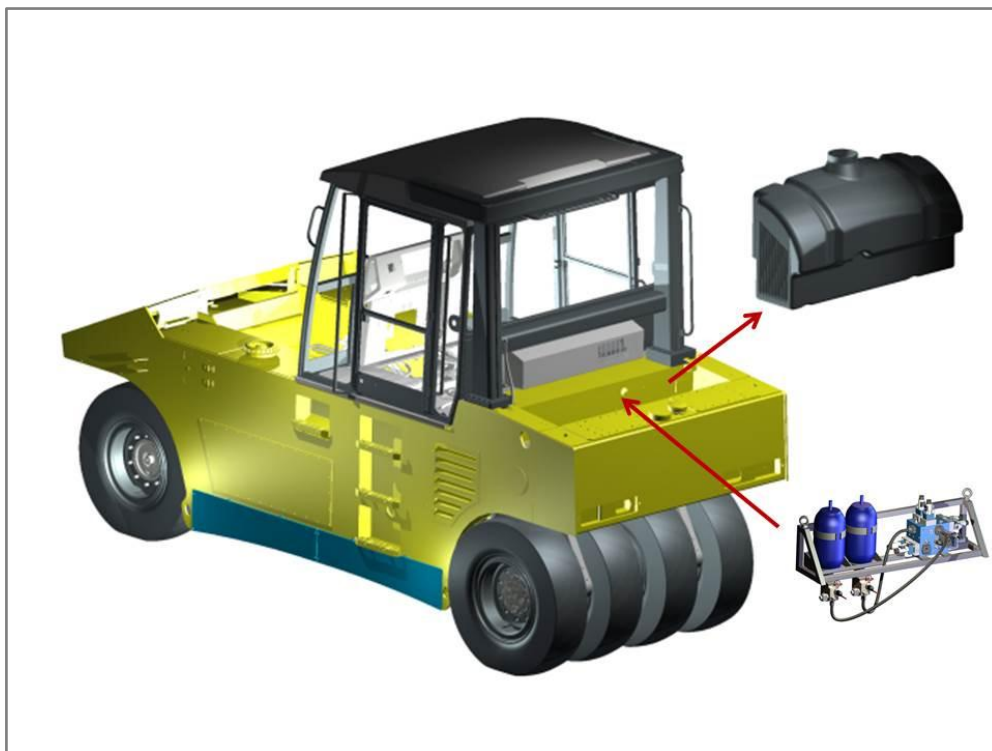
Podmienky na umiestnenie rekuperačného modulu:

- pevné ukotvenie na cestnom valci, bez veľkého zásahu na stroji
- dostatočne pevná konštrukcia pre všetky potrebné komponenty
- jednoduchá inštalácia
- jednoduchý prístup k pripojeniam na hydrauliku a meracie porty
- krytovanie systému – ochrana pred poveternostnými vplyvmi

8.1 Umiestnenie rekuperačného modulu

8.1

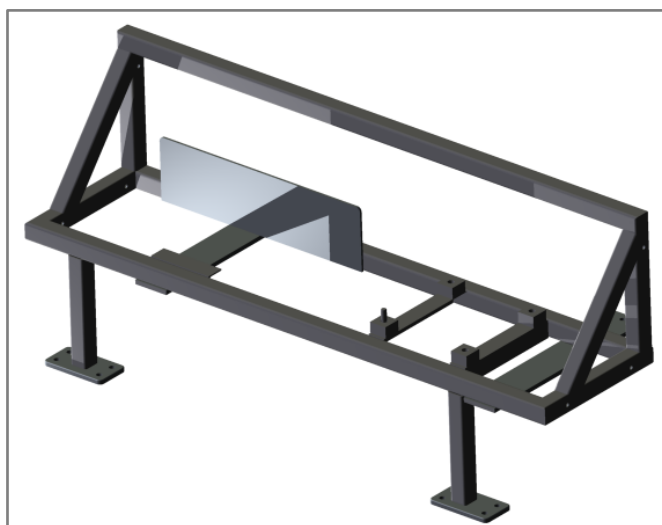
Na základe poskytnutého 3D modelu celkovej konštrukcie valca AP 240H a prehliadke reálneho stroja, najvhodnejšou možnosťou pre uloženie bolo vyňatie chladiacej vodnej nádrže a následne využitie vzniknutého priestoru. Vodná nádrž slúži pri prevádzke stroja k chladeniu jednotlivých kolies, aby nedošlo k prehriatiu a poškodeniu od teploty valcovaného cestného povrchu. Pri testovaní rekuperácie tento stav nenastáva, pretože v našom pracovnom cykle počítame len s chodom valca po hotovom pevnom povrchu. Ďalšou výhodou je, že nádrž je umiestnená priamo na nosnej konštrukcii cestného valca, vzhľadom k tomu že plný objem nádrže je 565 litrov vody nie je nutné ďalej riešiť únosnosť pre rekuperačný modul.



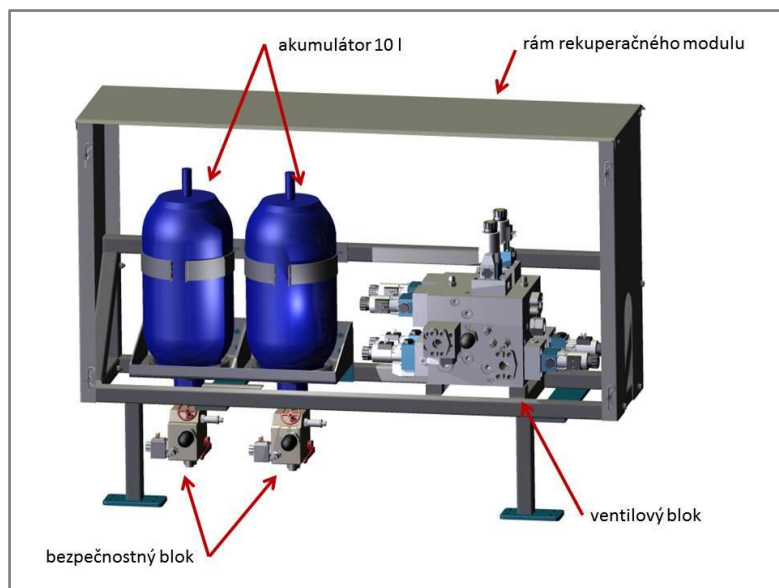
Obr. 8-1 Uloženie rekuperačného modulu

8.2 Návrh nosiča pre komponenty rekuperačného modulu

Rekuperačný modulu – dva akumulátory o objeme 10 l a rozvážacia kocka, boli umiestnené na zvaranú konzolu z normalizovaných profilov 40x40 mm. Na konzole sa nachádzajú podstavové plochy pre akumulátory a rozvážaciu kocku. V spodnej časti sú umiestnené dve podpery, ktorými je celý systém priskrutkovaný k základnému rámu valca. Konštrukčný návrh bol poslaný do firmy OCHI inženýring, spol. s r. o., kde bola realizovaná výroba.

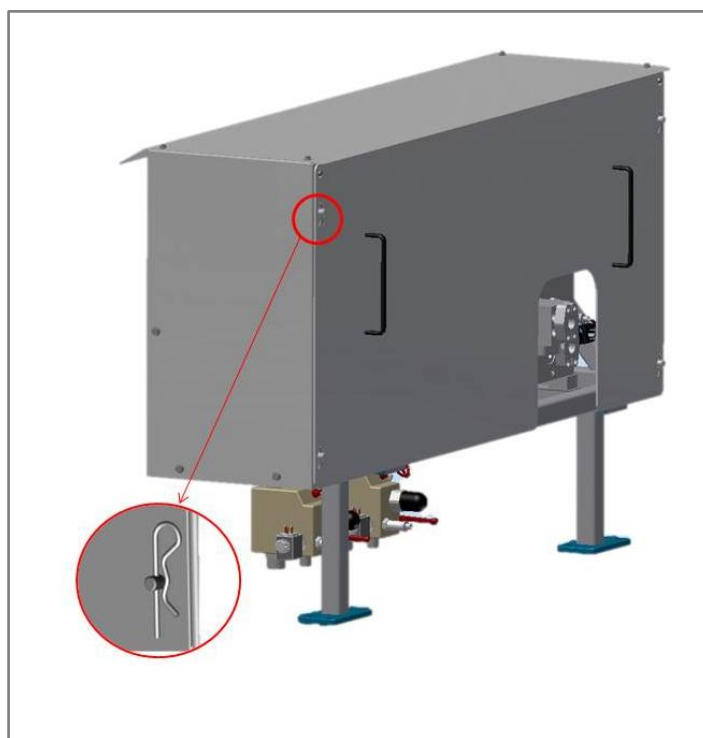


Obr. 8-2 Konzola pre umiestnenie rekuperačného modulu



Obr. 8-3 Rekuperačný modul

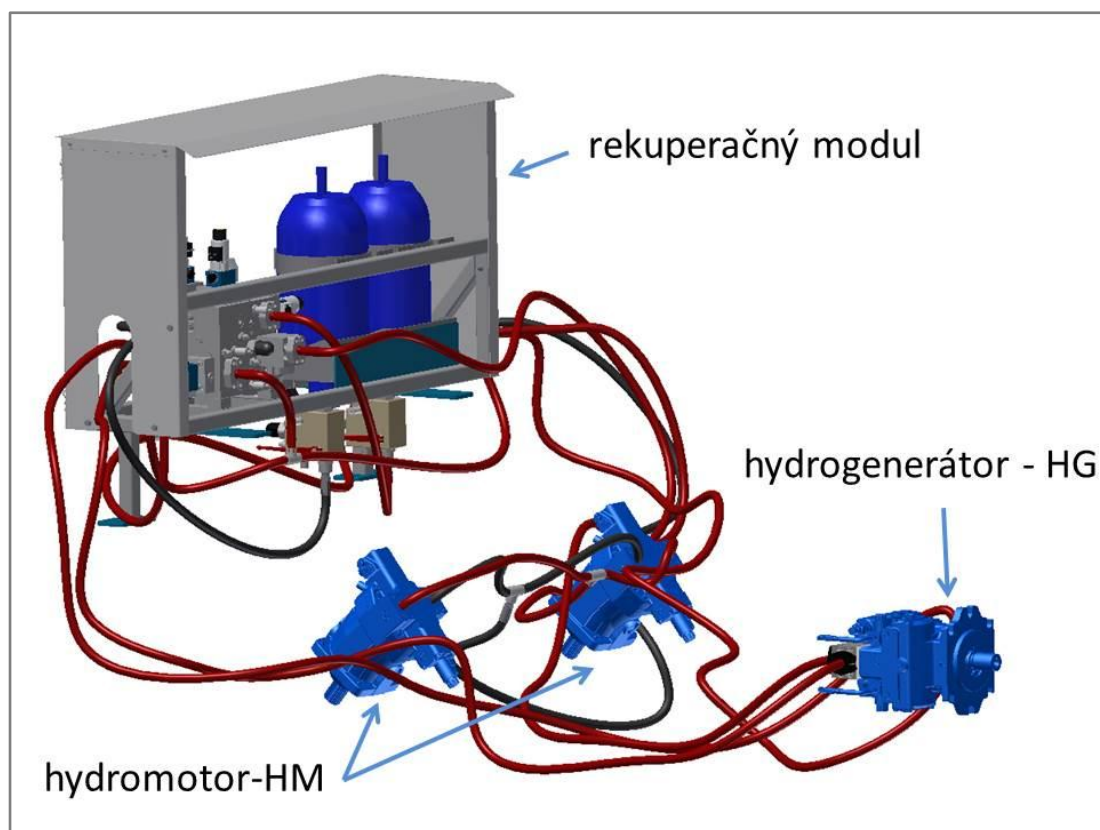
Vzhľadom k predpokladu, že budú testy na stroji prebiehať i v zimnom období, ďalším krokom po inštalácii modulu na cestný valec, bol návrh zakrytia celého zariadenia. Podmienkou bolo zakrytie všetkých funkčných častí, aby nedošlo k poškodeniu poveternostnými podmienkami. Ale je nutné zachovanie dostupnosti k jednotlivým komponentom v prípade potreby zásahu do systému. V konečnej fáze bol zvolený spôsob krytia s pevnými bočnými časťami spojenými so strechou a odnímateľný kryt zo zadnej strany valca. Stena od kabíny zakrytá byť nemusí, pretože predpokladám, že kabína bude zariadenie dostatočne z tejto strany chrániť.



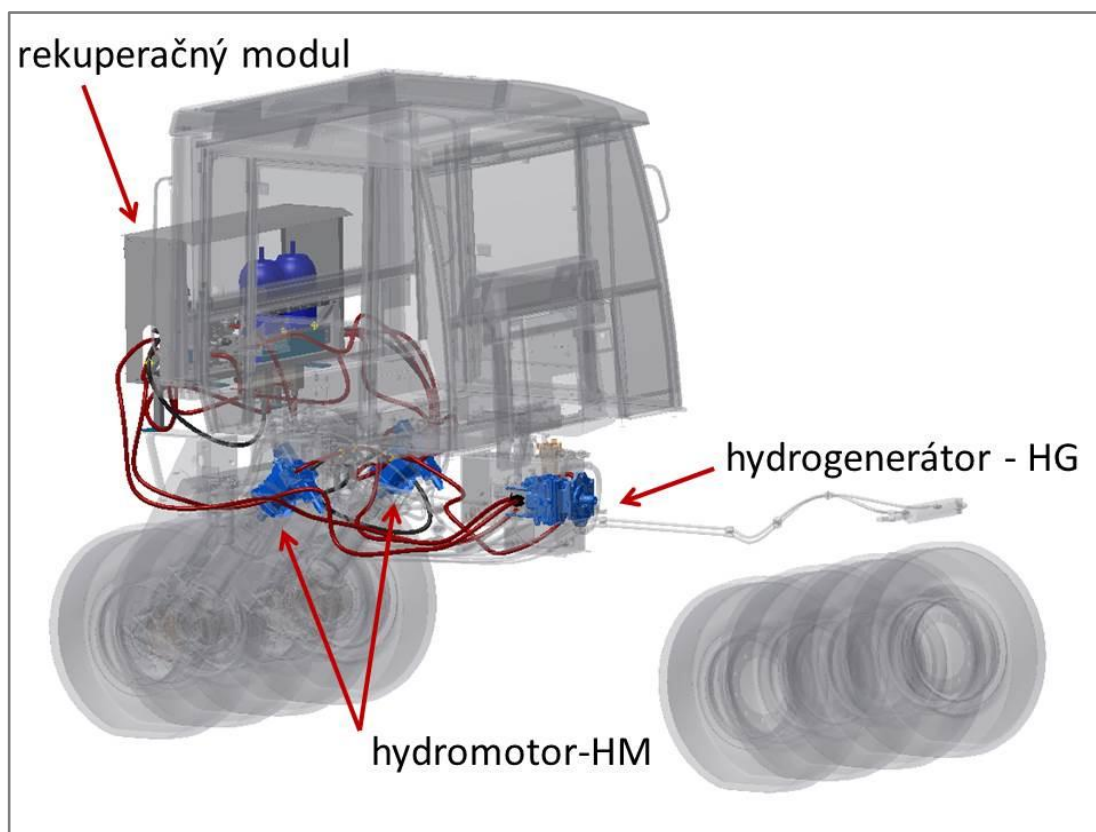
Obr. 8-4 Kryt rekuperačného modulu

8.3 Inštalácia rekuperačného modulu na experimentálny valec AP 240H

Po inštalácii zariadenia na dané miesto, bolo firmou Bosch Rexroth prevedené zapojenie jednotlivých vstupov podľa hydraulickej schémy a implementované do hydraulickeho okruhu cestného valca AP 240H. Vzhľadom k ťažšiemu prístupu jednotlivých hydraulických uzlov, bolo nutné prepojenie realizovať po povrchu stroja. Pretože sa jedná o prototyp je toto riešenie vhodné a uľahčilo zložité rozoberanie jednotlivých dielov cestného valca. Umiestnenie jednotlivých prvkov a zapojenie hydrauliky je názorné z obrázku (Obr. 8-5).



Obr. 8-5 Zapojenie rekuperačného systém



Obr. 8-6 Zapojenie rekuperačného systému na valci AP 240H

9 VÝSLEDKY

Na základe podaných konštrukčných návrhov riešenia k ventilovému bloku a nosiču modulu pre cestný valec AP 240H, bol vytvorený funkčný vzor pre experimentálne použitie. Tento systém bude slúžiť k sérii meraní prevádzaných na danom stroji, s cieľom ušetriť čo najväčšie množstvo paliva pomocou rekuperácie do hydraulických akumulátorov. Overenie funkčnosti systému bolo na základe testovacej jazdy v areáli firmy Bosch Rexroth v rámci projektu EUREKA.

9.1 Funkčná vzorka návrhu ventilového bloku hydrostatického modulu vozidla

S požiadavkou vyplývajúcou zo zadania diplomovej práce bolo na základe analýzy funkcie potrebné vytvoriť konštrukčný návrh ventilového bloku pre rekuperačný hydrostatický modul k pneumatikovému cestnému valcu AMMANN AP 240H. Po podrobnejšej analýze jednotlivých režimov rekuperácie a stanovení správne dimenzovaných hydraulických prvkov, bol vytvorený návrh, ktorý bol poskytnutý firme OCHI inženýring s.r.o., ktorá mala v kompetencii výrobu a zostavenie celého bloku.

Taktiež vyplývajúc z čiastočných cieľov práce, bolo navrhnuté uloženie modulu na nosnej konštrukcii cestného valca. Navrhnutá konzola je dimenzovaná na dva akumulátory o objeme 10 l a ventilový blok.



Obr. 9-1 Funkčná vzorka ventilového bloku



Obr. 9-2 Modul rekuperačného zariadenia



Obr. 9-3 Zakrytovaný modul rekuperačného zariadenia

9.2 Výsledky merania skúšobnej jazdy s použitým rekuperačným modulom

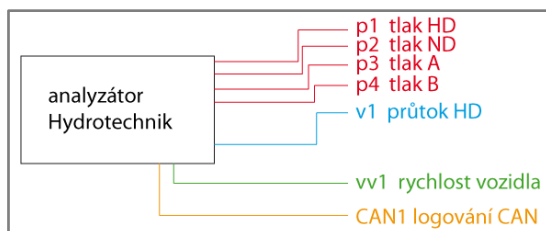
9.2

Merací reťazec aplikovaný na vozidlo bol náročnejší vzhľadom k experimentálnemu stendu. Na vozidle sú veľmi obmedzené možnosti prispôbenia hydraulického systému pre účely merania, nie je možné použiť rozmernejšiu meraciu aparatúru. Konceptia je preto realizovaná na prenosnom analyzátore Hydrotechnik MultiSystem 5060 s funkciou dataloggeru. (Obr.xx)



Obr. 9-4 Analyzátor Hydrotechnik MultiSystem 5060

Analyzátor je vybavený šiestimi analógovými vstupmi kanálmi z rozsahom 0 až 10 V s vzorkovacou frekvenciou až 5 kHz a digitálnym 13 bitovým prevodníkom, dvoma digitálnymi kanálmi s rozsahom 5 až 30 V a 0.25 až 10 kHz a integrovaným prevodníkom zbernice CAN. Zariadenie je vybavené pamäťovou kartou pre zber dát.

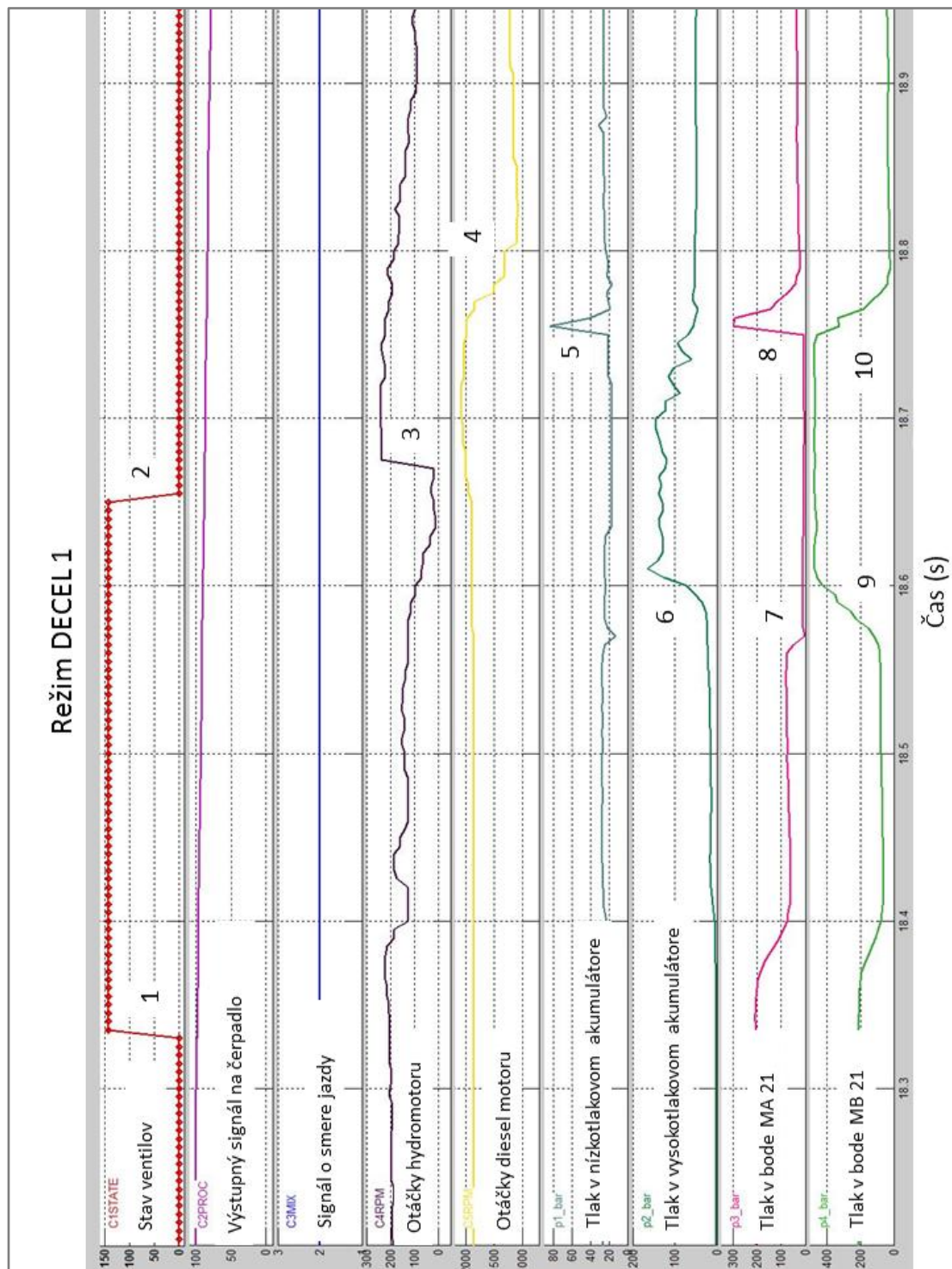


Obr. 9-5 Schéma meracieho reťazca na vozidle

Na vozidle sú snímané tlaky vo vysokotlakovom a nízkotlakovom akumulátore a tlaky v nízkotlakovej (A) a vysokotlakovej (B) vetvy hydrogenerátoru. Pred akumulátorom je zaradený taktiež prietokomer, ktorý slúži ku kontrole miery naplnenia akumulátoru. Taktiež je možné snímať rýchlosť z pripojeného tachodynamu. Zo zbernice CAN sú snímané okamžité otáčky dieselového spaľovacieho motoru [15].

Na základe navrhnutého algoritmu merania, boli získané nasledujúce dáta zo skúšobnej jazdy. Z výsledných grafom, ešte nie je možné kvantifikovať výsledné množstvo rekuperovanej energie, ale jednoznačne poukazuje na funkčnosť celého systému. Taktiež je možné zaznamenať určitý potenciál uchovanej energie vo vysokotlakovom akumulátore, ktorý je možné následne využiť pri rozjazde. Funkčný rekuperačný systém je možné ďalej optimalizovať vzhľadom k možnostiam návrhu a časovým ovládaniam jednotlivých ventilov.

Skúšobné meranie bolo realizované so zaradením rekuperačného modulu v režime DECEL 1, bolo opakované viackrát. Záznam z merania je na (Obr. 9-6).

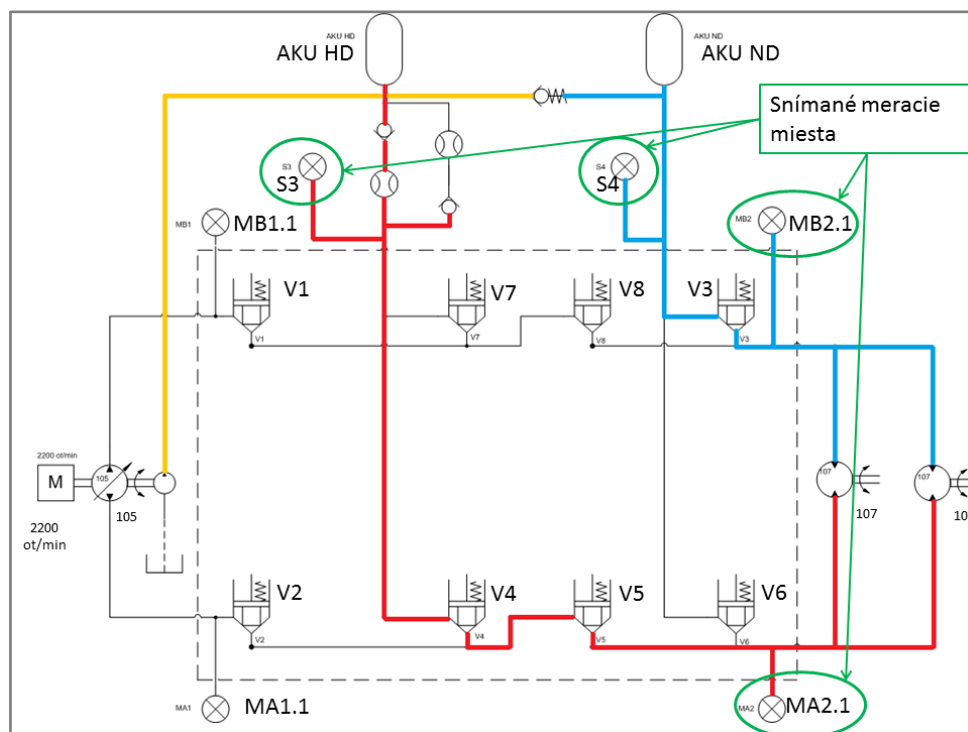


Obr. 9-6 Výsledky merania v režime DECEL [16]

Na základe merania, ktoré prebehlo dňa 6.5.2014 v areáli firmy Bosch Rexroth, je možné vyhodnotiť funkčnosť systému a zaznamenať výsledky z meracích miest na ventilovom bloku. Pre vyhodnotenie priebehu tlakov boli zatiaľ použité len dve meracie miesta na vstupných portoch, pri režime DECEL 1 s označením MB2.1 a MA2.1. Z výsledného grafu jednotlivých priebehov vyplýva, že vo vysokotlakovom akumulátore bola uložená určitá energia, čo je cieľom experimentu.

Na základe kombinácie signálov privedených na ventily, je nastavené požadované prepojenie vetiev (Obr. 9-7) a tým nastáva plnenie hydraulického vysokotlakového akumulátora. Zo zaznamenaných dát je možné zistiť, že tlak narástol, až na 17 MPa a zároveň narastá tlak v meracom mieste MB2.1 (9), ktoré je priradené vysokotlakovému akumulátoru (6). Po uzavretí akumulátora tlak v tomto meracom mieste poklesne (10). Hydraulické médium pre plnenie vysokotlakového akumulátora je čerpané z nízkotlakového akumulátora, čo spôsobí pokles tlaku v meracom mieste MA2.1. Nízkotlakový akumulátor je priebežne doplňovaný, preto sa tlakový rozdiel v akumulátore výrazne neprejaví. Dochádza akurát k tlakovej špičke pri uzavretí ventilov (5).

Tento jav nastáva súčasne s poklesom otáčok hydromotoru na valci (3). Závislosť medzi týmito javmi je logická na základe časovania ventilov. Pri brzdení stroja je tlakové médium smerované do akumulátora, ktorý pri plnení kladie odpor, na základe čoho sa spomalí rýchlosť stroja. Medzi signálmi privedenými na ventily a odozvou systému je určité časové omeškanie. Je spôsobené reakčnou dobou ventilu na ovládací impulz (1,2). Z daného stavu je možné usudzovať, že proces uchoval, potenciálnu energiu, ktorá je ďalej využiteľná a tým sa potvrdzuje funkčnosť zariadenia.



Obr. 9-7 Snímané miesta pri pilotnom meraní

Časovanie a stav jednotlivých ventilov pre uvedené meranie, je zhrnutý v nasledujúcej tabuľke:

Tab. 20 Časovanie jednotlivých ventilov

Ventil	Stav	Signál - začiatok DECEL 1 oneskorenie (ms)	Signál - koniec DECEL 1 oneskorenie (ms)
V1	Uzatvorený	0	40
V2	Uzatvorený	0	40
V3	Otvorený	10	0
V4	Otvorený	10	0
V5	Otvorený	0	0
V6	Uzatvorený	0	0
V7	Uzatvorený	0	0
V8	Uzatvorený	0	0

10 DISKUSIA

Výsledkom predloženej práce je funkčná vzorka hydraulického ventilového bloku pre rekuperačný modul. Taktiež návrh zakrytovanej konzoly uloženia modulu a 3D model prepojenia portov, rekuperačného systému so súčasným hydrostatickým okruhom valca.

Navrhnutý ventilový blok je súčasťou projektu EUREKA, zaoberajúcim sa vývojom a výskumom rekuperačného systému pre priamu aplikáciu na cestný dokončovací valec od firmy AMMANN typu AP 240H. Cieľom experimentálneho zariadenia je ušetriť, čo najväčšie množstvo energie a tým ovplyvniť spotrebu spaľovacieho dieselového motoru. Najväčší potenciál, pri ktorom je možné dosiahnuť značných úspor energie je pri rozjazdoch a brzdení stroja počas pracovného cyklu.

Princíp experimentálneho rekuperačného zariadenia pozostáva v možnosti uloženia tlakovej energie v hydraulickom vakovom akumulátore. Táto energia je do akumulátora distribuovaná z hydrostatického obvodu, do ktorého je modul vsadený. Energia by v prípade bez rekuperácie bola marená na neužitočné teplo. Následne je možnosť využiť potenciál akumulátora pre ďalší rozjazd stroja. A tým odľahčiť záťaž požadovanú na spaľovací motor.

V prvej etape riešenia problému bol pre VUT v Brne vyvinutý experimentálny stend, simulujúci reálnu aplikáciu v zmenšenej mierke (1:4). Na základe dosiahnutých výsledkov merania bolo možné identifikovať deje prebiehajúce v systéme. Podkladové dáta slúžia k vývoju matematických modelov a simulácii v programe MatLAB s nadstavbou SimHydraulic v rámci vedeckej skupiny projektu EUREKA. Simulácie je následne možné využiť pre aplikáciu valca a previesť optimalizáciu časovania jednotlivých režimov vzhľadom k efektívnosti celého systému.

Pre návrh ventilového bloku, namerané dáta slúžia k identifikácii jednotlivých režimov chodu a stanovenie okrajových podmienok pre návrh aplikácie ventilového bloku na cestný valec. Z analýzy ventilového bloku na stende vyplýva, že najkritickejším miestom pre vznik tlakových strát je konštrukčný návrh telesa bloku a výber správne dimenzovaných hydraulických komponentov. Tieto tlakové straty môžu do značnej miery ovplyvniť množstvo rekuperovanej energie.

V druhej etape boli vyvinuté viaceré koncepcné návrhy rozmiestnenia a prepojenia jednotlivých prvkov v telese bloku. Na základe identifikovania režimov pracovného chodu valca a analýze vstupných parametrov vyplývajúcich z technickej dokumentácie k stroju AP240H. Bolo navrhnuté prepojenie medzi blokmi k zaručeniu správneho chodu stroja so zaradeným rekuperačným modulom. Finálny návrh kocky bol poskytnutý k výrobe do firmy OCHI Inženýring s.r.o. kde bol ventilový blok vyrobený a osadený príslušnými komponentmi.

Finálna koncepcia bola podrobovaná MKP analýzám, na základe ktorých boli identifikované kritické miesta návrhu. Okrajové podmienky boli definované na základe vstupno-výstupných tlakov a za pomoci CFD výpočtu bolo vytvorené rozloženie tlaku v jednotlivých vrtaniach kanálov. Pri návrhu boli jednotlivé komponenty nahradené v prislúchajúcich miestach plným materiálom, aby boli zachované reálne predpoklady konštrukčného vyhotovenia. Jednotlivé analýzy boli prevedené pre všetky režimy chodu systému a bezpečnosť návrhu bola vyhodnotená na základe najvyššieho vzniknutého napätia pri jednotlivých simuláciách.

Výsledky záťažových stavov poukázali na správnosť návrhu a taktiež identifikovali kritické miesta návrhu. Pri jednotlivých výpočtoch nedošlo k prekročeniu medze klzu ani v jednom mieste. Kontrola výsledkov mala odhaliť nedostatočnú hrúbku steny medzi jednotlivými vrtaniami. V návrhu sa kritické miesta v týchto bodoch neobjavili.

Analýza poukázala na maximálne napätia na okrajoch a ostrých hranách vrtania. Z konštrukčného hľadiska prípadná deformácia v takomto bode nie je kritická. Výsledky skôr poukazujú na možnosť vzniku nežiaduceho turbulentného prúdenia v takomto mieste. Táto skutočnosť je spojená s prípadným nárastom tlakových strát, preto je snahou tieto body eliminovať, na čo najmenšie množstvo. Na základe vyhotoveného prototypu je možné tlakové straty verifikovať a prípadne optimalizovať konštrukciu, vzhľadom k redukcii počtu zalomení v hlavných vetvách systému.

11 ZÁVER

Výsledkom diplomovej práce je funkčný vzor ventilového bloku, ktorý slúži k distribúcii tlakového hydraulického média, v závislosti na požadovanom režime prúdenia. Čiastkovými cieľmi je taktiež návrh umiestnenia rekuperačného hydraulického modulu na cieľovom stroji AMMANN AP 240H. Ďalej návrh jeho krytovania a vytvorenie 3D modelu prepojenia jednotlivých vetiev do súčasného hydrostatického okruhu stroja.

Diplomová práca spadá pod rámec väčšieho projektu EUREKA, zaoberajúc sa rekuperáciou energie. Na projekte sa za VUT spolupodieľa viacčlenný vedecký tím pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc.

V prvom kroku, diplomová práca vychádzala z poznatkov získaných na stende, ktorý bol vytvorený v rámci projektu na našej škole. Jedná sa o model v mierke 1:4, ktorý simuluje procesy prebiehajúce na reálnej aplikácii cestného valca AMMANN AP240H. Na základe skúšobných experimentov boli v rámci projektu vytvorené matematické modely, z ktorých je možné vytvoriť optimalizované návrhy časovania jednotlivých ventilov a tak ovplyvniť množstvo rekuperovanej energie a percentuálne kvantifikovať množstvo úspory.

Na základe matematických modelov a nameraných dát z rozvážacej kocky experimentálneho stendu, som vo svojej práci navrhol v spolupráci s firmou Bosch Rexroth, obdobnú rozvážaciu kocku, ktorá by bola priamou aplikáciou na cestný valec. Z hľadiska stanovenia pracovného režimu valca pri jednotlivých cykloch úpravy cestného povrchu vyplynula požiadavka na 6 základných režimov toku kvapaliny. Režim pri rozbehu valca smerom dopredu, režim pri konštantnom chode a pri brzdení. Všetky tieto cykly je nutné realizovať aj pri reverznom chode, kedy sa valec pohybuje smerom dozadu.

Vzhľadom k zachovaniu funkcie jednotlivých režimov, boli vybrané komponenty v súlade s parametrami uvádzanými v technickej dokumentácii cestného valca AP 240H. Jednotlivé prvky boli vybrané na základe požiadaviek maximálneho prietoku a tlaku, ale rozhodujúcim kritériom boli tlakové straty, ktoré do výraznej miery ovplyvňujú celý systém modulu. Po konzultácii s technikmi zaoberajúcimi sa touto problematikou a analýze tlakových strát jednotlivých prvkov boli vybrané komponenty od firmy Bosch Rexroth, ktorá je spoluriešiteľom projektu EUREKA.

Z konštrukčných požiadaviek jednotlivých prvkov a z hľadiska pracovných cyklov prúdenia, bol v rámci diplomovej práce vytvorený konštrukčný návrh v software Inventor 2013 od spoločnosti Autodesk. Návrh bol vytvorený vo viacerých koncepčných variantoch a finálny variant bola optimalizovaná z hľadiska skrátenia prepojení medzi jednotlivými vrtaniami ventilov a usporiadania prvkov, vzhľadom v zástavovému priestoru.

Finálna koncepcia bola podrobená napät'ovej analýze, na základe rozloženia tlakov v jednotlivých režimoch. K analýze bol použitý software ANSYS 14.0 Workbench. Týmto výpočtom sa potvrdili predpoklady správnosti návrhu a následne boli identifikované kritické miesta návrhu. Výpočet overil, návrh ako vyhovujúci z hľadiska únosnosti jednotlivých stien medzi vrtaniami a taktiež poukázal na napät'ové špičky, ktoré by mohli byť potenciálnym miestom turbulentného prúdenia a tým spôsobovať tlakové straty v systéme.

12 BIBLIOGRAFIA

- [1] NEVRLÝ, CSc., Prof. RNDr. Ing. Josef. REKUPERACE KINETICKÉ ENERGIE TĚŽKÝCH UŽITKOVÝCH VOZIDEL S CYKlickÝM PROVOZEM [online]. Brno, 2011 [cit. 2013-03-20].
- [2] POURMOVAHED, A., “Durability Testing of an Elastomeric Foam for Use in Hydraulic Accumulators“. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 1990. 112(1): p. 223-228
- [3] INDRUCH, J. Stend pro analýzu rekuperace energie v experimentálním vozidle. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 119 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [4] DREXLER, P, H FAATZ a F FEICHT. MANNESMANN REXROTH. Projektování a konstrukce hydraulických zařízení: Příručka hydrauliky. Svazek 3. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1988, 362 s. ISBN 3-8023-02664.
- [5] BUCHWALD, P. – CHRISTENSEN, G. – LARSEN, H. – SUNN PEDERSEN, P. Improvement of Citybus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion System – A Theoretical and Experimental Study, Society of Automotive Engineers, Inc., 1979, 0148-7191/79/0226-0305\$02.50.
- [6] PACIGA, DRSC., Prof. Ing. Alexander a Ing Jaroslav IVANTYŠYN, CSC. Tekutinové mechanismy. 1. vydanie. Bratislava, 1985, 284 s. MDT 621.8.032.
- [7] PIVOŇKA, Josef. Tekutinové mechanismy. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987, 623 s. DT621.22-23. SVOBODA, Pavel. Základy konstruování. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: CERM, 2009, 234 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [9] Česká republika. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. In: Brno: Vysoké učení technické 00216305, 2012, č. 1.
- [10] REXROTH BOSCH GROUP. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 3. Italy: Bosch Rexroth OilControl S.p.A., 1446 s. ISBN RE 90005-03/04.10. Dostupné z: www.boschrexroth.com/brm
- [11] BASELEY, S. – EHRET, C. – GREIF, E. – KLIFFKEN, M. G. Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles, Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, Rosemont, Illinois, 2007, SAE Paper 2007-01-4150, ISBN 13-978-0-7680-1678-9.
- [12] TIKKANEN, Seppo – KLIFFKEN, Markus G – EHRET, Christine – BASELEY, Simon. Hydraulic Hybrid Systems for Working Machines and Commercial Vehicles, 2008 International Exposition for Power Transmission and Technical Conference, 2008, Las Vegas, Nevada, USA, NCFP I08-19.4.

- [13] WANG X. – JIANG J.: Optimization Matching of Wheel Drive Hydraulic Hybrid Vehicle Components Based on Adaptive Simulated Annealing Genetic Algorithm, The IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2009, ISBN 978-1-4244-2693-5
- [14] STECKI, J. S., et al. “Development of a Hydraulic Drive for a Novel Hybrid Diesel-Hydraulic System for large Commercial Vehicles“. Fifth JFPS International Symposium on Fluid Power. 2002. Nara, Japan.
- [15] NEVRLÝ, J. Rekuperačný hydrostatický modul vozidla. Vysoké učení technické v Brně (IČ: 002 16305), 2014. Priebežná správa projektu LF12029.
- [16] KOBZA, M. Stanovení účinnosti rekuperačního hydrostatického pohonu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..
- [17] AMMANN GROUP. AP 240 H. [online]. [cit. 2010-03-20]. Dostupný z URL: <<http://www.ammann-group.cz/AP-240-.8111+M537b689623e.0.html>>
- [18] NEPRAŽ, František. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. Brno: Bosch Rexroth, 2002, 173 s. ISBN 80-214-2187-8.
- [19] ŠOB, František. Hydromechanika: studijní materiál pro I. stupeň magisterského studia, 2. a 3. ročník. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2037-5.
- [20] RANUŠA, M. Zařízení pro simulaci rekuperace energie vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 50 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [21] HOUFEK, L. Dynamika tuhých těles. [online]. [cit. 2010-03-20]. Dostupný z URL: http://www.umt.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/kapitola_4.html
- [22] 2-way cartridge valves Directional functions: Types LC and LFA. RE 21010/03.05. Lohr am Main, Germany: Bosch Rexroth AG, 68 s. Dostupné z: www.boschrexroth.de
- [23] 2/2, 3/2 and 4/2 directional seat valve with solenoid actuation: Type M-.SEW. RE 22058/07.09. Lohr am Main, Germany: Bosch Rexroth AG, 16 s. Dostupné z: www.boschrexroth.de
- [24] Pojistné ventily, přímo řízené Typ DBD: R-CZ 25 402. 02.03. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 16 s. Dostupné z: www.boschrexroth.de
- [25] *Vývody pro měření tlaku PN 400 a 630: AB 20-11*. 2006-11-21. Bosch Rexroth AG, 12 s. Dostupné z: www.boschrexroth.cz

13 ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK, SYMBOLOV A VELIČÍN

13

<i>HRB</i>	hydrostatický regenerativný brzdový systém
<i>3D</i>	tri dimenzie
<i>HM/HG</i>	hydromotor/hydrogenerátor
<i>HM</i>	hydromotor
<i>FSI</i>	Fakulta strojního inženýrství
<i>VUT</i>	Vysoké učení technické v Brně
<i>HRSC</i>	Hydraulic Recuperation Stand Control
<i>DECEL</i>	decelerácia - brzdenie
<i>ACCEL</i>	akcelerácia – rozbeh
<i>RPM</i>	otáčky za minútu

14 ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK

Obr. 1-1	Pneumatikový valec AMMANN AP 240 H.....	13
Obr. 2-1	Paralelný systém zapojenia HRB [1]	14
Obr. 2-2	Sériový systém zapojenia HRB [1]	15
Obr. 2-3	Schéma zapojenia rekuperačného systému [5].....	16
Obr. 2-4	Rozloženie komponent vo vozidle [5]	17
Obr. 2-5	Hydraulický obvod pre cyklickú rekuperáciu [2]	17
Obr. 2-6	Priebeh otáčok pri prvom teste [2]	18
Obr. 2-7	Sériové zapojenie rekuperačného systému [3]	19
Obr. 2-8	Priebeh prúdenia oleja pri rozbehu vozidla.....	19
Obr. 2-9	Priebeh prúdenia oleja pri brzdení vozidla.....	20
Obr. 2-10	Schéma zapojenia - návrh Ing. Indruch.....	21
Obr. 3-1	Algoritmus riešenia návrhu ventilového bloku	24
Obr. 4-1	Rekuperačný stend [15].....	26
Obr. 4-2	Zjednodušené blokové rozdelenie stendu [15].....	27
Obr. 4-3	Blok hydrogenerátoru.....	28
Obr. 4-4	Schéma bloku hydrogenerátoru - HG.....	28
Obr. 4-5	Olejová nádrž s tepelným výmenníkom.....	29
Obr. 4-6	Schéma bloku nádrže	30
Obr. 4-7	Blok hydromotoru - HM	30
Obr. 4-8	Schéma bloku motoru.....	31
Obr. 4-9	Akumulátory od firmy Bosch Rexroth.....	32
Obr. 4-10	Schéma bloku akumulátorov.....	32
Obr. 4-11	Schéma zapojenia rozvádzacej kocky	34
Obr. 4-12	Ventil typu VEI	35
Obr. 4-13	Schematické označenia ventilu (normally open)	35
Obr. 4-14	Poistný tlakový ventil typu DBD	36
Obr. 4-15	Schematické označenia poistného ventilu.....	36
Obr. 4-16	Merací tlakový prevodník HM 17-10/315-C	37
Obr. 4-17	Priebeh toku kvapaliny - SET RPM.....	38
Obr. 4-18	Priebeh toku kvapaliny - DECEL.....	39
Obr. 4-19	Priebeh toku kvapaliny - ACCEL	40
Obr. 4-20	Priebeh toku kvapaliny - FILL AKU ND.....	41
Obr. 4-21	Výsledky cyklickej rekuperácie [16].....	47
Obr. 5-1	Pneumatikový valec AP 240 H	49
Obr. 5-2	Základné rozmery valca AP 240 H v mm	50
Obr. 6-1	Režim rozbehu v normálnom chode – ACCEL 1	52
Obr. 6-2	Režim rozbehu v reverznom chode ACCEL 2	53
Obr. 6-3	Režim brzdenia v normálnom chode DECEL 1	53
Obr. 6-4	Režim brzdenia v reverznom chode DECEL 2	54
Obr. 6-5	Režim FREE RUN v normálnom chode	55
Obr. 6-6	Režim FREE RUN v reverznom chode.....	55
Obr. 6-7	Vstavaný logický ventil typu LFA 25 GWA-7X.....	56
Obr. 6-8	Schéma vstavaného ventilu LFA.....	57
Obr. 6-9	Režim closed pre tok z portu A.....	58
Obr. 6-10	Režim closed pre tok z portu B	58
Obr. 6-11	Režim open pre tok z A do B	59

Obr. 6-12 Režim open pre tok z B do A	59
Obr. 6-13 Tlakové straty - ventil LC25DR10D70	60
Obr. 6-14 Priebeh režimu DECEL 1	61
Obr. 6-15 Tlakové straty DECEL 1	62
Obr. 6-16 Priebeh režimu DECEL 2	62
Obr. 6-17 Tlakové straty DECEL 2	63
Obr. 6-18 Priebeh režimu ACCEL 1	64
Obr. 6-19 Tlakové straty ACCEL 1	65
Obr. 6-20 Priebeh režimu ACCEL 2	66
Obr. 6-21 Tlakové straty ACCEL 2	67
Obr. 6-22 Výber príruby z katalógu - firma VOSS	68
Obr. 6-23 Tlakový ventil DBD S 25 K 10/630	68
Obr. 6-24 Zapojenie poistného ventilu v obvode ventilového bloku	69
Obr. 6-25 Meracia príruha PN 630	69
Obr. 6-26 Schéma prepojenia hlavných vetiev obvodu	71
Obr. 6-27 Prvý konštrukčný návrh - Variant A	71
Obr. 6-28 Upravený konštrukčný návrh - Variant B	73
Obr. 6-29 Finálny návrh bloku – variant C	74
Obr. 6-30 Finálny návrh bloku - variant C - osadená komponentmi	74
Obr. 6-31 Finálny návrh bloku - variant C - osadená komponentmi	75
Obr. 6-32 Invertovaná geometria pre pevnostné výpočty	75
Obr. 6-33 Závislosť viskozity na teplote	77
Obr. 6-34 Upravená geometria k simulácii	79
Obr. 6-35 Definícia tlakových vstupov / výstupov ACCEL 1 a tlakové rozloženie ..	79
Obr. 6-36 Equivalent stress (von Mises) režim ACCEL 1	80
Obr. 6-37 Definícia tlakových vstupov / výstupov ACCEL 2 a tlakové rozloženie ..	80
Obr. 6-38 Equivalent stress (von Mises) režim ACCEL 2	81
Obr. 6-39 Definícia tlakových vstupov / výstupov DECEL 1 a tlakové rozloženie ..	82
Obr. 6-40 Equivalent stress (von Mises) režim DECEL 1	82
Obr. 6-41 Definícia tlakových vstupov / výstupov DECEL 2 a tlakové rozloženie ..	83
Obr. 6-42 Equivalent stress (von Mises) režim ACCEL 1	83
Obr. 6-43 Definícia FREE RUN CLOKWISE a tlakové rozloženie	84
Obr. 6-44 Equivalent stress režim FREE RUN CLOKWISE 1	85
Obr. 6-45 FREE RUN ANTICLOKWISE a tlakové rozloženie	85
Obr. 6-46 Equivalent stress režim FREE RUN ANTICLOKWISE 1	86
Obr. 6-47 Kritické miesta v návrhu ventilového bloku	87
Obr. 7-1 Uloženie rekuperačného modulu	90
Obr. 7-2 Konzola pre umiestnenie rekuperačného modulu	90
Obr. 7-3 Rekuperačný modul	91
Obr. 7-4 Kryt rekuperačného modulu	91
Obr. 7-5 Zapojenie rekuperačného systému	92
Obr. 7-6 Zapojenie rekuperačného systému na valci AP 240H	93
Obr. 8-1 Funkčná vzorka ventilového bloku	94
Obr. 8-2 Modul rekuperačného zariadenia	95
Obr. 8-3 Zakrytovaný modul rekuperačného zariadenia	95
Obr. 8-4 Analyzátor Hydrotechnik MultiSystem 5060	96
Obr. 8-5 Schéma meracieho reťazca na vozidle	96
Obr. 8-6 Výsledky merania v režime DECEL [16]	97

Tab. 1 Porovnanie parametrov HG	29
Tab. 2 Prehľad použitých komponentov na rekuperačnom stende	33
Tab. 3 Katalógové straty ventilov režim DECEL	43
Tab. 4 Katalógové straty ventilov režim ACCEL	44
Tab. 5 Katalógové straty ventilov režim SET RPM	45
Tab. 6 Prehľad účinností vypočítaných pri cyklickom chode [16]	48
Tab. 7 Výpočet strát ventilu- režim DECEL 1	61
Tab. 8 Výpočet strát ventilu - režim DECEL 2	63
Tab. 9 Výpočet strát ventilu – režim ACCEL 1	64
Tab. 10 Výpočet strát ventilu – režim ACCEL 2	66
Tab. 11 Popis tlakových režimov	76
Tab. 12 Okrajové podmienky ACCEL 1	79
Tab. 13 Okrajové podmienky ACCEL 2	81
Tab. 14 Okrajové podmienky DECEL 1	82
Tab. 15 Okrajové podmienky DECEL 2	83
Tab. 16 Okrajové podmienky FREE RUN CLOKWISE	84
Tab. 17 Okrajové podmienky FREE RUN ANTICLOKWISE	86
Tab. 19 Výsledky napäťovej analýzy	87
Tab. 20 Časovanie jednotlivých ventilov	99

15 ZOZNAM PRÍLOH

15

Príloha 1 - Hydrostatický rekuperačný modul vozidla	110
Príloha 2 - Ventilový blok pre hydrostatický modul	110
Príloha 3 - Inštalácia modulu - AMMANN	111
Príloha 4 - Kompletný hydrostatický modul	111
Príloha 5 - Katalóg 21010/03.05 - Ventil LC, LFA str.3	112
Príloha 6 - Inštalčný výkres pre ventil LFA 25 GWA-7X	113
Príloha 7 - Technické dáta k ventilu LFA 25 GWA-7X	114
Príloha 8 - Sedlový ventil M-4SEW 6 D/Y3X	114
Príloha 9 - Technické dáta k tlakovému snímaču	115
Príloha 10 - Zoznam výkresov	116
Príloha 11 - Zoznam katalógových listov	116



Príloha 1 - Hydrostatický rekuperačný modul vozidla



Príloha 2 - Ventilový blok pre hydrostatický modul



Príloha 3 - Inštalácia modulu - AMMANN



Príloha 4 - Kompletný hydrostatický modul

Function, sections, symbol

2-way cartridge valves are designed as elements for insertion into compact blocks. The power part with ports A and B is installed in a mounting cavity, which is standardised according to DIN ISO 7368, in the block and sealed by means of a cover. In most cases, the cover forms at the same time the connection between the control section of the power part and the pilot control valves. By controlling the power part with appropriate pilot control valves, it can perform pressure control, directional and throttling functions or a combination of these. Particularly economic solutions can be achieved by adapting the sizes to the different flows in the individual channels of an actuator. A very cost-efficient solution can be obtained, if several functions are assigned to the power part of an element.

Directional function

2-way cartridge valves mainly consist of a control cover (1) and a cartridge element (2). The control cover is provided with pilot bores and, depending on the required overall function, optionally a stroke limiter, a hydraulically controlled directional poppet valve or a shuttle valve. Moreover, electrically operated directional spool valves or directional poppet valves can be mounted onto the control cover. The cartridge consists of a bushing (3), a ring (4) (up to size 32 only), a valve poppet (5), optionally with damping nose (6) or without damping nose (7) and a closing spring (8).

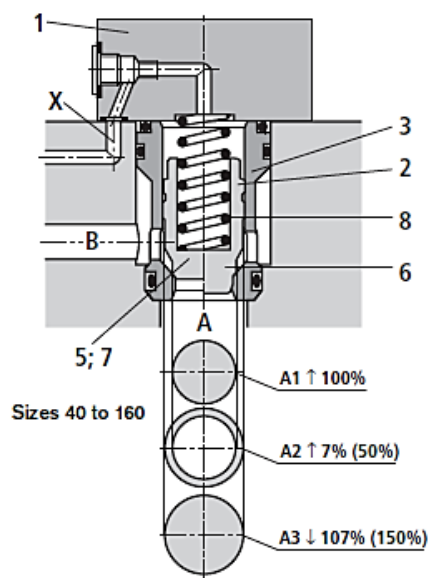
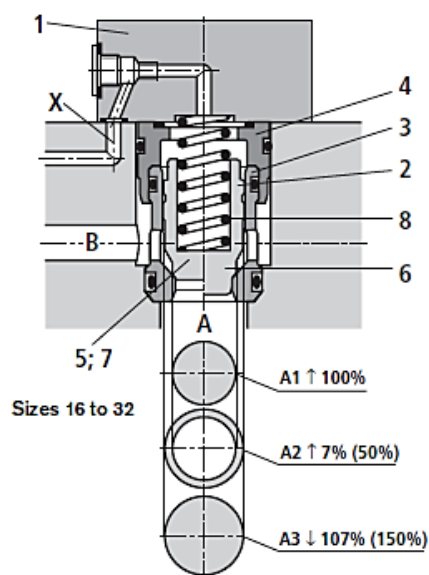
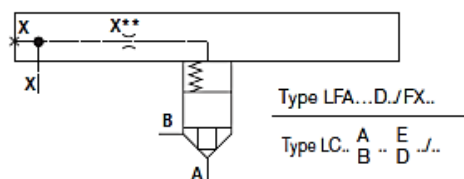
Function

2-way cartridge valve operate in dependence upon pressure. Three pressurised areas are essential for the function: A1, A2, A3. The area of the valve seat is always taken as 100%. As a result of the stepping, the annulus area A2 is 7% or 50% of area A2, depending on the version. Consequently, the area ratio A1: A2 is either 14.3:1 or 2:1. Area A3 is equal to the sum of areas A1 + A2. Due to the different area ratios A1: A2 and the resulting different annulus areas (A2), area A3 is either 107% or 150% of area A1 on the seat that is assumed to be 100%.

The following is generally valid:

Areas A1 and A2 act in the direction of opening. Area A3 and the spring act in the direction of closing. The effective direction of the force resulting from the opening and closing forces determines the spool position of the 2-way cartridge valve.

The medium can flow through 2-way cartridge valves from A to B or from B to A. When area A3 is pressurised due to the pilot oil flow from channel B or external pilot oil supply, channel A is leak-free closed.



Príloha 5 - Katalóg 21010/03.05 - Ventil LC, LFA str.3 - RE 21010/03.05 – BOSCH REXROTH

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)		
Ambient temperature range	°C	– 20 to + 70
Maximum operating pressure	– Without directional valve	bar 420
	– Ports A, B, X, Z1, Z2	bar 315; 350; 420 (according to the maximum operating pressure of built-on valves)
	– Port Y	bar corresponds to maximum tank pressure of built-on valves
	– With monitored spool position	bar 400
Maximum flow	L/min	25000 (size-dependent; see characteristic curves on page 9)
Hydraulic fluid		Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ¹⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ¹⁾ ; HEPG (polyglycols) ²⁾ ; HEES (synthetic esters) ²⁾ ; other hydraulic fluids on enquiry
Hydraulic fluid temperature range	°C	– 20 to + 80
Viscosity range	mm ² /s	2.8 to 500
Max. permissible degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ³⁾
¹⁾ Suitable for NBR and FKM seals ²⁾ Suitable for FKM seals only ³⁾ The cleanliness classes specified for components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents malfunction and, at the same time, increases the service life of components. For the selection of filters, see data sheets RE 50070, RE 50076, RE 50081, RE 50086 and RE 50088.		

Príloha 7 Technické dáta k ventilu LFA 25 GWA-7X – RE 21010/03.05– BOSCH REXROTH

Technical data (For applications outside these parameters, please consult us!)

general

Weight	– 2/2 directional seat valve	kg [lbs]	1.5 [3.3]
	– 3/2 directional seat valve	kg [lbs]	1.5 [3.3]
	– 4/2 directional seat valve	kg [lbs]	2.3 [5.1]
Installation position			Any
Ambient temperature range		°C [°F]	–30 to +50 [–22 to +122] (NBR seals)
			–20 to +50 [–4 to +122] (FKM seals)

hydraulic

Maximum operating pressure	bar [psi]	See performance limit page 9	
Maximum flow	l/min [gpm]	25 [6.6]	
Hydraulic fluid		Mineral oil (HL, HLP) according to DIN 51524 ¹⁾ ; fast biodegradable hydraulic fluids according to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ¹⁾ ; HEPG (polyglycols) ²⁾ ; HEES (synthetic esters) ²⁾ ; other hydraulic fluids upon request	
Hydraulic fluid temperature range		°C [°F]	–30 to +80 [–22 to +176] (NBR seals)
			–20 to +80 [–4 to +176] (FKM seals)
Viscosity range	mm ² /s [cSt]	2.8 to 500 [35 to 2320]	
Maximum permitted degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class according to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ³⁾	

electrical

Type of voltage		Direct voltage	Alternate voltage
Available voltages ⁴⁾	V	12, 24, 42, 96, 110, 205, 220	Only possible with rectifier (see page 13)
Voltage tolerance (nominal voltage)	%	±10	
Power consumption	W	30	
Duty cycle	%	100	
Switching time according to ISO 6403	– ON	ms	25 to 40 (without rectifier) 30 to 55 (with rectifier)
	– OFF		10 to 15 (without rectifier) 35 to 55 (with rectifier)
Maximum switching frequency	– Operating pressure ≤ 350 bar	1/h	15000
	– Operating pressure > 350 bar	1/h	3600
Protection class according to DIN EN 60529		IP 65 (with mating connector mounted and locked)	
Maximum surface temperature of the coil ⁵⁾	°C [°F]	120 [248]	

¹⁾ Suitable for NBR and FKM seals

²⁾ Only suitable for FKM seals

³⁾ The cleanliness classes specified for the components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and at the same time increases the service life of the components.

For selecting the filters, see data sheets RE 50070, RE 50076, RE 50081, RE 50086, RE 50087 and RE 50088.

⁴⁾ Special voltages upon request

⁵⁾ Due to the temperatures occurring at the surfaces of the solenoid coils, the standards ISO 13732-1 and EN 982 need to be adhered to!

When establishing the electrical connection, the protective earthing conductor (PE ±) has to be connected properly.

Príloha 8 - Sedlový ventil M-4SEW 6 D/Y3X - RE 22058/07.09 – BOSCH REXROTH

Technické údaje (Použití prvku mimo rozsah uvedených hodnot nutno konzultovat s výrobcem!)**Vstupní veličiny**

pomocná energie	U_B	19 až 36 VDC (8 až 36 VDC u výstupu 0,5 až 5 V)							
spotřeba proudu	I	4 mA (u napěťového výstupu)							
měřicí rozsah	p_N v barech	50	100	200	250	315	400	450	600
maximální přetížení	p_{max} v barech	120	200	500	500	780	800	1200	1200
průtlak	p v barech	550	800	1200	1200	1500	1700	2400	2400
nečinný objem	V	cca 200 mm ³							

Výstupní veličiny

výstupní signál a max. přípustná zátěž R_A	I	4 až 20 mA, dvou vodičové vedení $R_A \leq (U_B - 10 V) / 0,02 A$ s R_A v Ohmech a U_B ve Voltech 0,5 až 5 V, tří vodičové vedení $R_A > 10 k\Omega$ 0,1 až 10 V, tří vodičové vedení $R_A > 20 k\Omega$							
chyba vyvážení: – nulový bod – konečná hodnota		< 0,15 % ¹⁾ < 0,3 % ¹⁾							
teplotní koeficient v rozsahu jmenovité teploty (TK): – větší než TK nulového bodu – větší než TK rozpětí		< 0,2 % / 10 K < 0,2 % / 10 K							
odchylka od charakteristiky		typ. < 0,2 % ¹⁾ (nastavení mezního bodu)							
hystereze		< 0,1 % ¹⁾							
opakovatelnost		< 0,05 % ¹⁾							
nastavovací doba (10 až 90 %)	t	< 2 ms							
dlouhodobý drift (1 rok) při referenčních podmínkách		< 0,2 % ¹⁾							

Podmínky pro okolní teplotu

jmenovitý rozsah teploty	ϑ	– 20 až + 80 °C							
mezní rozsah teploty	ϑ	– 40 až + 85 °C							
skladovací teplota	ϑ	– 40 až + 100 °C							
teplota měřeného média	ϑ	– 40 až + 90 °C							

Mechanické jmenovité veličiny

tlakový přípoj		vnější závit G1/4 dle DIN 3852 tvar E (tlakový kanál s donou $\varnothing = 0,6$ mm); profilové těsnění dle normy DIN 3869, materiál FKM							
materiály: – části dotýkající se měřeného média – pouzdro		ocel CrNi 1.4571 a 1.4542 ocel CrNi 1.4571							
utahovací krouticí moment	M_A	10 Nm							
rázová zatížitelnost		1000 g dle IEC 770							
zatížitelnost vibracemi		30 g dle IEC 770							
elektrické připojení		4-pólový konektor M12 na pouzdru ²⁾							
hmotnost	m	0,05 kg							

Príloha 9 - Technické dáta k tlakovému snímaču RE 22058/07.09 – BOSCH REXROTH

ZOZNAM VÝKRESOV

Ventilový blok

- 01-01-0001
 - 01-01-0002

Rám rekuperačného modulu

- Konzola
 - 02-01-0001
 - 02-01-0002
 - 02-01-0003
 - 02-01-0004
 - 02-01-0005
 - 02-01-0006
 - 02-01-0007
 - 02-01-0008
 - 02-01-0009
 - 02-01-0010
 - 02-01-0011
 - 02-01-0012
- Krytovanie modulu
 - 02-02-0001
 - 02-02-0002
 - 02-02-0003
 - 02-02-0004
 - 02-02-0005
 - 02-02-0006

Inštalácia rekuperačného modulu

- 03-01-0001

ZOZNAM KATALÓGOVÝCH LISTOV

- RE 21010/03.05 - 2-way cartridge valves Directional functions
- RE 22058/07.09 - 2/2, 3/2 and 4/2 directional seat valve
- R-CZ 25 402/02.03 - Pojistné ventily, přímo řízené Typ DBD
- R-CZ 30 269/02.03 - Měřicí převodník tlaku integrovanou elektronikou
- AB 20-11 - Vývody pro měření tlaku PN 400 a 630